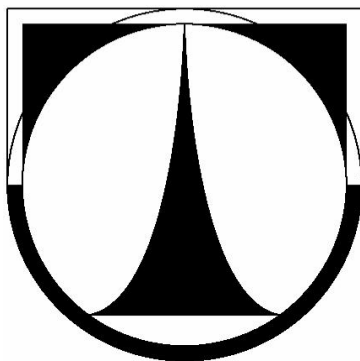


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra vozidel a motorů



Rozvodový mechanismus vozidlového motoru

(konstrukce, výpočty a měření – metodika řešení)

Disertační práce

Studijní program: P2302 Stroje a zařízení
Studijní obor: 2302V010 Konstrukce strojů a zařízení

Doktorand: Ing. Pavel Hlaváček
Školitel: Prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.

Liberec 2008

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou doktorskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o plném autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.). Jsem si vědom toho, že užít své doktorské práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vyhotovení samotného díla.

Datum : 31.1.2008

Podpis:

Poděkování

Chtěl bych na tomto místě poděkovat všem, kteří se nějakou měrou podíleli na vytvoření této práce. Zejména pak děkuji mé rodině, která mi vytvořila tolik potřebné zázemí. Dále bych chtěl poděkovat Doc. Ing. Antonínu Potěšilovi, CSc. za jeho podporu při zvládání teoretických základů MKP a za cenné rady při vytváření matematických modelů rozvodových mechanismů v prostředí MKP. Mé upřímné děkuji patří také mým spolupracovníkům ze skupiny výpočtů agregátu společnosti ŠKODA AUTO a.s., jmenovitě Ing. Přemyslu Kuchařovi, Ph.D., Ing. Janu Lohniskému a Ing. Milanu Pipalovi za věcné připomínky. V poslední řadě nemohu opomenout poděkovat mému školiteli Prof. Ing. Stanislavu Berounovi, CSc. za jeho cenné rady a odborné vedení při vytváření této práce.

Annotation

This work wants to describe knowledges of analysis of valve train behaviour in one complex. Here is described the newest informations and trends from field of design, computations, measurings and evaluation of combustion engines valve train properties. The most important part of this work consist of 5 chapters.

First chapter of this work is dedicated to problem of kinematic design of contemporary cam contours based on spline functions. Relatively in detail is this chapter focused to the coordinate transformations usually used in design and production of cam contours. Principle of described coordinate transformation is based on using of spline function, too. In further this chapter pay attention to separate construction of parts of valve train mechanism. Slightly more room is here devoted to possibility of mathematics description of hydraulic lash adjuster. At its end this chapter deal with design of the valve spring, description of various shapes of valve springs, used materials and cross-sections contour of wire from which is spring manufactured.

Second chapter of this work deal with mathematics description of valve train. Here is in detail explored advantages and disadvantages of multimass models in comparison with models based on FEM or MBS systems. In this chapter is enough room devoted to modelling of valve spring itself and changing of valve train behaviour in dependence of engine rpm.

Third chapter is dedicated to valve train measuring. It describes principles of measuring kinematics values and in detail deal with description of measuring of kinematic values of valve trains by means of using laser sensors. In further is here described the principle of measuring and evaluating forces under the valve spring and principle of determination its dynamics loading.

In the last but one chapter are summarised criterions for evaluating of suggestions of parts of valve train. In the last chapter is on practical examples shown practical using of mathematics models to deeper analyses of valve train behaviour. In association with measuring is possible to determine algorithm for automatic evaluation of valve landing velocities into the seat, which is described in separated chapter. Very important information which determine contact losses among valve train parts was formerly not able to define from measured course. By means of using results of mathematical model is possible from measured course of valve velocity to define areas in which there are contact losses and it enables to more qualified evaluation of this important parameter. Last example of using mathematical models is optimisation of cam profiles with goal to improve dynamic behaviour.

Obsah

1	Úvod	6
2	Rozvodové mechanismy spalovacích motorů	7
2.1	Požadavky kladené na rozvodový mechanismus spalovacích motorů	7
2.2	Přehled základních druhů rozvodových mechanismů	8
2.3	Řešení profilu vačky rozvodového mechanismu	10
2.4	Historický přehled postupů používaných návrhu vačkových profilů.....	12
2.4.1	Vačka složená z kruhových oblouků	12
2.4.2	Vačka sinusová	13
2.4.3	Vačka složená z křivek různého druhu.....	13
2.4.4	Vačka podle D. Kurze	14
2.4.5	Vačka popsána polynomy vyšších řádů podle Dudleye – Polydyna....	14
3	Cíle disertační práce.....	16
4	Konstrukce a výpočty rozvodového mechanismu	17
4.1	Navrhování vačkových profilů.....	17
4.2	Transformace profilů vaček s využitím splinových funkcí	18
4.2.1	Transformace tangenciálních souřadnic na polární.....	19
4.2.2	Transformace polárních souřadnic na tangenciální.....	20
4.2.3	Transformace polárních souřadnic na polární	20
4.3	Konstrukční skupiny HVA – VENTIL – PRUŽINA.....	21
4.3.1	Hydraulický vymezovací element	21
4.3.2	Ventilová miska	24
4.3.3	Klíčky ventilu	25
4.3.4	Ventil	25
4.3.5	Ventilová pružina.....	26
5	Dynamické vlastnosti rozvodového mechanismu	32
5.1	Kmitání lineárních soustav	32
5.1.1	Modely se soustředěnými parametry	32
5.1.2	Modální analýza a kondenzace lineárních soustav	37
5.2	Dynamická analýza rozvodového mechanismu.....	40
5.2.1	Simulace rozvodového mechanismu pomocí vícehmotového modelu	41
5.2.2	Simulace rozvodu OHV pomocí FEM.....	47
5.3	Stavba a optimalizace dynamických modelů rozvodů OHC s vlečnou pákou	61
6	Měření ventilových rozvodů.....	72
6.1	Měření kinematických veličin.....	72
6.2	Měření laserovým vibrometrem	73
6.3	Měření sil pod ventilovou pružinou	77
6.4	Měření deformací (napětí) na ventilové pružině	79
7	Kritéria pro hodnocení návrhu dílů ventilového rozvodu – celkové shrnutí.....	82
8	Příklady použití matematických modelů	83
8.1	Vyhodnocení dopadové rychlosti při zavírání ventilu.....	83
8.2	Identifikace ztrát kontaktu v naměřených průbězích.....	87
8.3	Optimalizace vačkového profilu - potlačení škodlivých harmonických složek budící ventilovou pružinu	88
9	Závěr	91
10	Přehled použitých veličin a jednotek	93
11	Přehled literatury	95

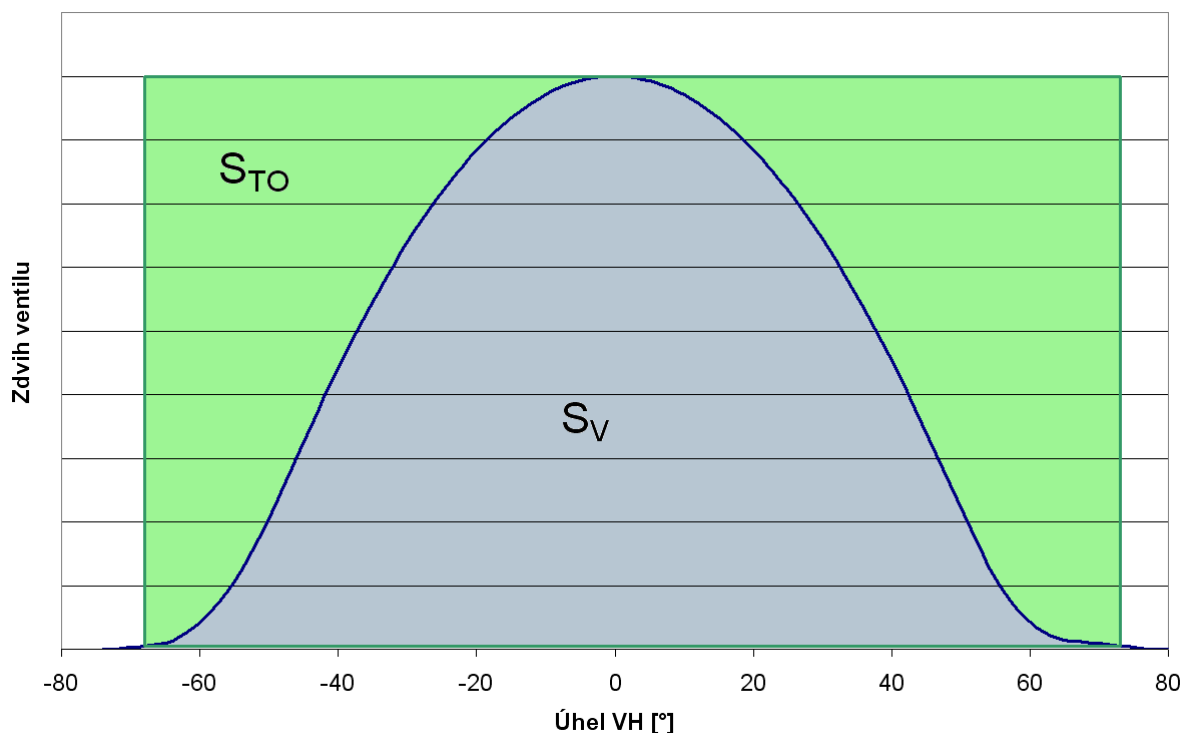
1 Úvod

Významnou konstrukční skupinou u 4-dobých pístových spalovacích motorů je rozvodové ústrojí. Rozvodový mechanismus řídí výměnu obsahu válce spalovacího motoru, má určující vliv na výkonové parametry motoru a kvalita jeho provedení (konstrukční, výrobní) rovněž ovlivňuje spolehlivost a životnost motoru a projevuje se i v požadavcích na údržbu a servisní kontroly. Z důvodu velkého rozsahu otáček vozidlových motorů (500 – 10000 1/min) je rozvodový mechanismus obvykle značně dynamicky namáhán. Kromě tohoto mechanického zatížení je rozvodový mechanismus v určitých fázích činnosti zatěžován tlakem plynu ve válci a navíc jsou ještě některé díly vystaveny působení vysokých teplot (u výfukových ventilů až 800 °C). Pro maximálně možné naplnění válce je obzvláště u atmosférických motorů kladen velký důraz na co možná největší průtočnou plochu při dané době (resp. úhlu pootočení klikového hřídele) otevření ventilu. Předložená disertační práce se zabývá především způsoby výpočtových postupů při konstrukčních návrzích rozvodových mechanismů a experimentálním ověřováním výsledků výpočtového modelování. Zahrnuje také i požadavky na konstrukční a materiálové řešení vybraných součástí rozvodového mechanismu. Disertační práce byla vytvořena s využitím podkladových dat z prací na konkrétních případech ve firmě Škoda Auto a z těchto důvodů jsou některé údaje uváděny pouze kvalitativně, bez číselných hodnot.

2 Rozvodové mechanismy spalovacích motorů

2.1 Požadavky kladené na rozvodový mechanismus spalovacích motorů

Základním požadavkem na technické řešení rozvodového mechanismu je dostatečně velká hodnota součinitele plnosti zdvihové závislosti.



Obr. 2.1: Zobrazení skutečné a teoretické plochy otevření ventilu

Výpočet součinitele plnosti zdvihové křivky ventilu se provádí jako poměr plochy pod zdvihovou křivkou ventilu k teoretické, dané šířkou otevření a maximálním zdvihem.

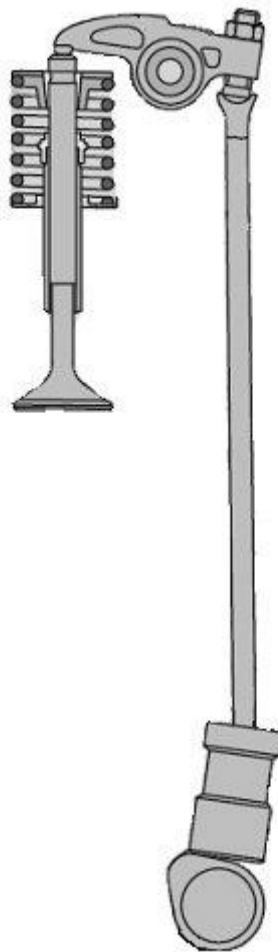
$$\{2.1\} \quad f = \frac{S_V}{S_{TO}}$$

Vztah vyjadřuje poměrnou velikost průměrného zdvihu ventilu a bývá u vysokootáčkových motorů 50 – 60 % maximálního zdvihu ventilu. Vysoký součinitel plnosti zdvihové závislosti má za následek vyšší dynamické namáhání jednotlivých dílů rozvodového mechanismu. Proto je dalším požadavkem přijatelné dynamické chování rozvodového mechanismu v celém rozsahu provozních otáček motory. To má vliv nejen na vlastní životnost dílů, ale také na hlukové projevy a dnes také na tvorbu emisí produkovaných spalovacím motorem. Dynamické poměry jsou určeny zejména tvarem zdvihové závislosti, ale také vlastní geometrií rozvodového mechanismu. Oba tyto požadavky jsou ovšem protichůdné, a tak výsledný návrh bývá často kompromisem. V současné době umožňuje moderní výpočetní a měřicí technika maximální využití potenciálu, kterým daný rozvodový mechanismus

disponuje: to v každém případě vyžaduje dobré zkušenosti a znalosti dané problematiky. Volba vhodného typu rozvodového mechanismu je proto u nových motorů prováděna vždy na základě zkušeností, soudobých znalostí, rozsahu provozních otáček i zástavbových poměrů.

2.2 Přehled základních druhů rozvodových mechanismů

Disertační práce se v této kapitole zabývá jen některými (v současné době nejvíce používanými) typy ventilových rozvodů. První typ rozvodového mechanismu je rozvod OHV (obr. 2.2). V současné době se tento rozvodový mechanismus používá hlavně u velkých vznětových motorů pro nákladní automobily. U moderních spalovacích motorů pro osobní automobily je jeho použití vzhledem k velkým pohybujícím se hmotám dnes prakticky nulové. V zážehových motorech fy Škoda Auto byl rozvod OHV používán do roku 2003 a až do konce výroby těchto motorů byly jeho vlastnosti předmětem podrobného výzkumu. Ve zmiňovaných motorech má tento mechanismus vačkovou hřídel uloženu v bloku válců a vahadlo spolu s ventilem je poháněno od vačky prostřednictvím zdvihátka a zdvihací tyčky. Celkový počet pohybujících se hmot naznačuje, že se bude jednat o rozvodový mechanismus, který bude spíše vhodnější pro pomaloběžné motory. Dalším neduhem je poměrně rozsáhlý toleranční řetězec dílů ze kterých se celý mechanismus skládá a dále se na vlastnostech mechanismu projevuje vliv tepelné roztažnosti dílů rozvodu a ostatních dílů motoru (blok, hlava), který působí na stabilitu ventilové vůle. U tohoto rozvodového mechanismu motorů Škoda se podařilo tyto zjevné nevýhody do určité míry eliminovat a např. u sportovních modifikací těchto motorů byla správná funkce rozvodu zaručena až do 7000 1/min. Dynamické poměry u tohoto rozvodového mechanismu ve vyšších otáčkách se jeví natolik zajímavé, že jsou jeho vlastnosti detailně vyšetřovány i v části této disertační práce.



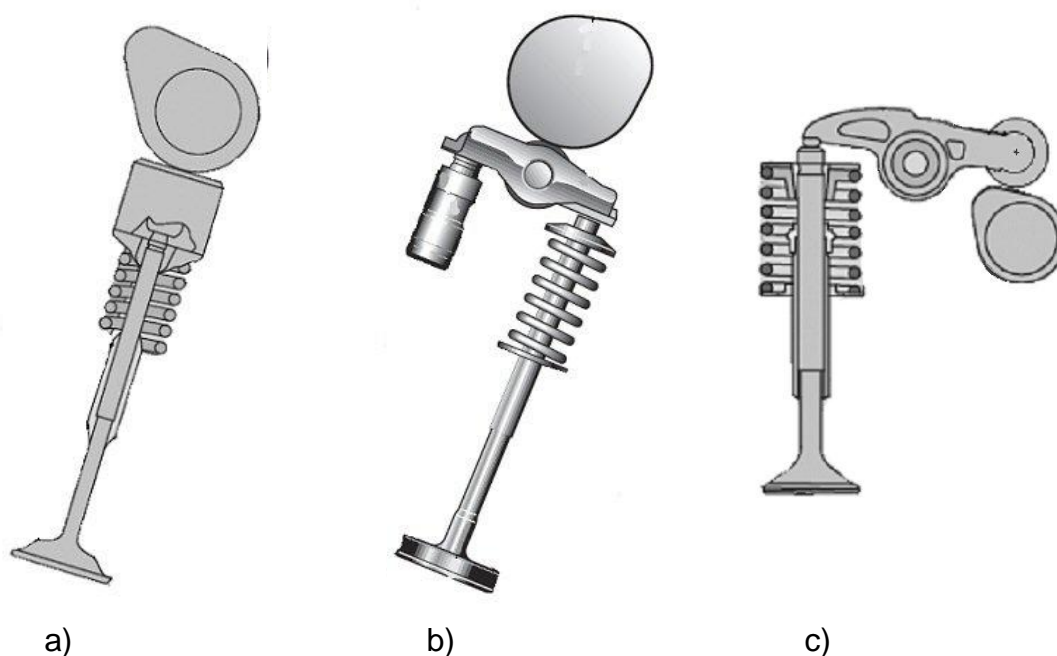
Obr. 2.2: Konstrukční struktura rozvodového mechanismu motorů Škoda z období výběhu ze sériové produkce roku 2003. V této době obsahoval ve zdvihátku zabudovaný hydraulický element pro automatické vymezování ventilové vůle.

Další rozvodové mechanismy, o kterých se tato kapitola disertační práce zmiňuje, jsou typu OHC (obráz. 2.3). Hlavním charakteristickým znakem je umístění vačkového hřídele v hlavě válců. Tato konstrukce má na rozdíl od rozvodových mechanismů typu OHV negativní vliv na celkovou výšku motoru. Na druhou stranu snižuje počet pohybujících se hmot a tudíž možnost zvýšit otáčky motoru. Umístění vačkového hřídele a ostatních dílů rozvodu v hlavě válců zmenšuje vliv tepelné roztažnosti použitých materiálů na stabilitu ventilové vůle na minimum. Také toleranční řetězec je kratší, což je příznivější z hlediska časování ventilů.

Ventilové rozvody OHC rozdělujeme do 3 skupin. Jedná se o:

- rovinné zdvihátko,
- vahadlový rozvod s vlečnou pákou,
- vahadlový rozvod s kyvnou pákou.

Rozvodový mechanismus OHC s rovinným zdvihátkem se řadí k rozvodovým s nejmenším počtem pohybujících se hmot. Byl hlavně nasazován u vysokootáčkových motorů. V současné době je kvůli optimalizaci třecích poměrů s ohledem na snížení spotřeb a omezenosti použití pouze konvexních tvarů vačkových profilů nahrazován vahadlovými rozvody. U těchto typů se s výhodou využívá vlastností geometrie mechanismu k rychlejšímu otevírání, či zavírání ventilů a může s výhodou využívat i plnějších vačkových profilů.



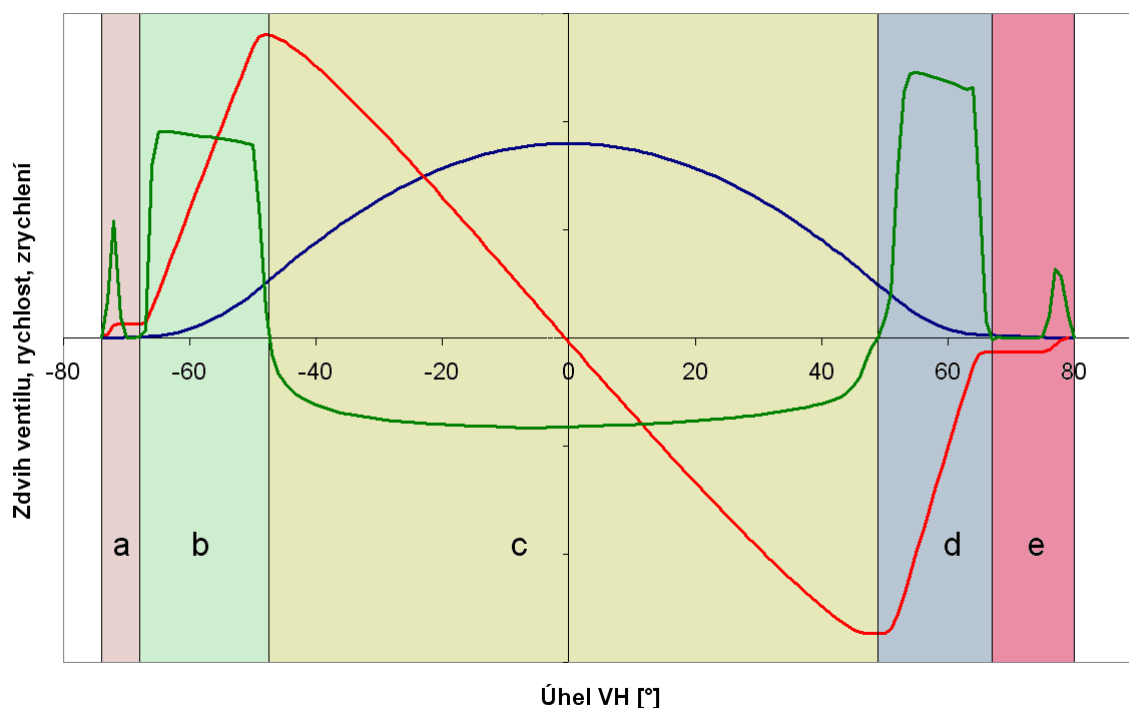
Obr. 2.3 a) rovinné zdvihátko – přímé ovládání ventilu vačkou
b) vahadlový rozvod s vlečnou pákou
c) vahadlový rozvod s kyvnou pákou

2.3 Řešení profilu vačky rozvodového mechanismu

V dnešní době se u nově vyvíjených motorů lze setkat pouze se spojitými vačkami. Jejich masivní nasazení umožnil rozvoj výpočetní techniky a obráběcích brousících strojů ovládaných počítačem. Pod pojmem spojitá vačka je možné si představit profil se spojitou třetí derivací zdvihové křivky. Požadavky na spojitost derivací řadů vyšších než třetích lze pokládat za nepřiměřené: při zahrnutí vlivu nepřesností ve výrobě a značných sil v rozvodu způsobujících nezanedbatelné deformace dílů rozvodu se proto od požadavků na spojitost vyšších derivací upouští.

Navrhovanou křivku zrychlení je možné rozdělit na 5 základních úseků (obr. 2.4):

- náběhová část má za úkol vymezení vůle v rozvodovém mechanismu. U rozvodů s hydraulickým vymezováním vůle je náběhová část značně redukována.
- část 1. kladného zrychlení – ta je velice důležitá pro rychlé otevření ventilu a ovlivňuje také negativní poloměry křivosti u konkávních profilů.
- část negativního zrychlení ovlivňuje tvar vrcholu vačky a také její plnost a maximální zdvih ventilu.
- část 2. kladného zrychlení ovlivňuje dynamické chování rozvodu v zavírací fázi ventilu.
- výběhová část umožňuje obnovení vůle v rozvodu a do jisté míry ovlivňuje dynamické chování rozvodu těsně před dosedem ventilu do sedla.



Obr. 2.4: Popis základních částí zdvihové křivky ventilu

Vlastní návrh těchto 5 úseků vyžaduje velké zkušenosti, zvláště u vysokootáčkových motorů s rozvody OHV. Je zde nutné zachovat určité poměry výšek a šířek jednotlivých úseků, bez respektování tohoto požadavku nemusí vačka s ostatními díly rozvodu správně fungovat v celém rozsahu otáček.

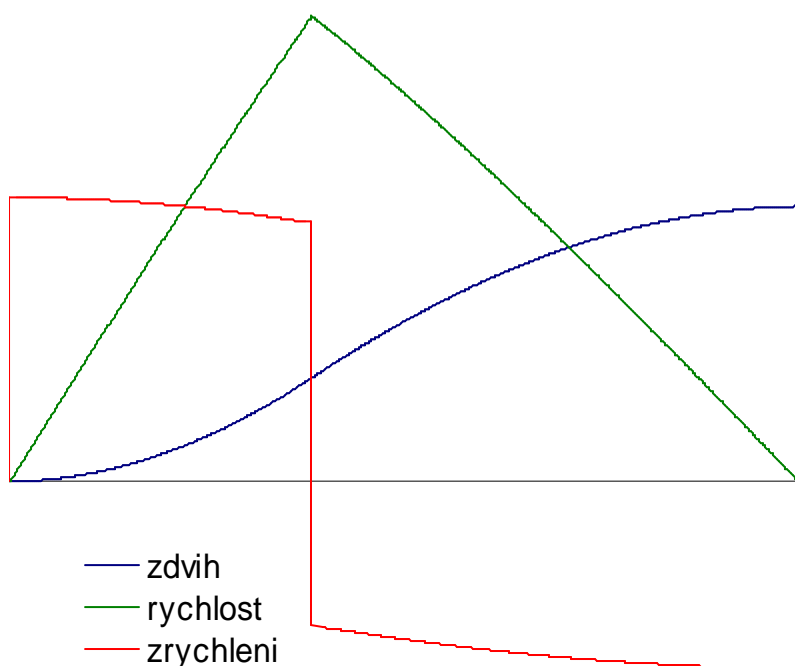
Z dřívějších dob často přetrvává u některých konstrukčních kanceláří zvyk navrhovat křivku zrychlení jako úsek náběhový a seběhový. V poslední době (z důvodu rozvoje výpočetní techniky) se začíná prosazovat návrh celé křivky najednou - tento způsob nabízí větší možnosti při návrhu zdvihové křivky ventil a následně jednodušší práci s datovými soubory. Původně byl prosazován konstruktéry sportovních motorů (F1) kvůli požadavku zavedení silně nesymetrických profilů.

2.4 Historický přehled postupů používaných návrhu vačkových profilů

Od počátků automobilového průmyslu, kdy výrobní a návrhové technologické možnosti nedosahovaly takových možností jako dnes, se postupem času (v souvislosti s celkovým rozvojem techniky a stavem poznání) měnily požadavky kladené na vlastnosti ventilových rozvodů. V dřívějších dobách maximální otáčky nedosahovaly takových hodnot jako dnes, tedy i síly v rozvodech nedosahovaly dnešních hodnot a v konečném důsledku požadavky na redukci emisí nebo hlukových projevů způsobovaných rozvodovými mechanismy nebyly prakticky žádné. Hlavním kritériem byla hlavně snadná vyrobitelnost. V těchto dobách začaly vznikat postupy návrhu vačkových profilů, které dnes známe pod následujícími pojmy:

2.4.1 Vačka složená z kruhových oblouků

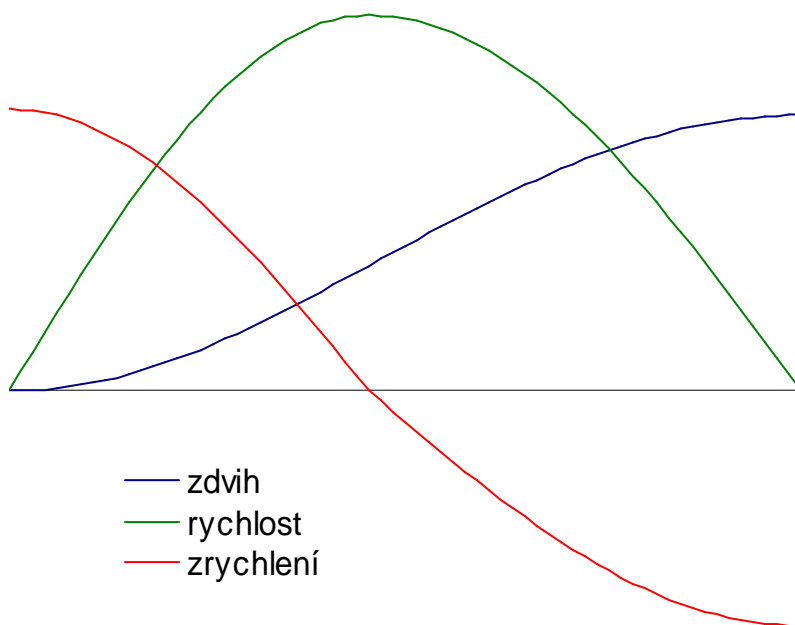
Hlavním stavebním prvkem profilu vačky jsou části kruhových oblouků resp. přímek. Tato vačka se vyznačuje skokovou změnou křivosti v napojovaných místech (viz obr. 2.5), což má za následek vybuzení rázů do ventilového rozvodu.



Obr. 2.5: Průběh křivek zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu pro náběhovou část vačky složené z kruhových oblouků

2.4.2 Vačka sinusová

Předepisuje průběh rychlosti zdvihátka dvěma na sebe navazujícími čtvrtinami sinusovek, z toho jedna popisuje oblast kladného zrychlení a druhá reprezentuje oblast záporného zrychlení (viz. obr. 2.6). Tato vačka se vyznačuje skokem na počátku a konci zdvihu. Z tohoto důvodu se někdy koriguje pomocí oblouku Archimedovy spirály. Tímto se zajistí, že zrychlení na počátku zdvihu je zrychlení nulové.



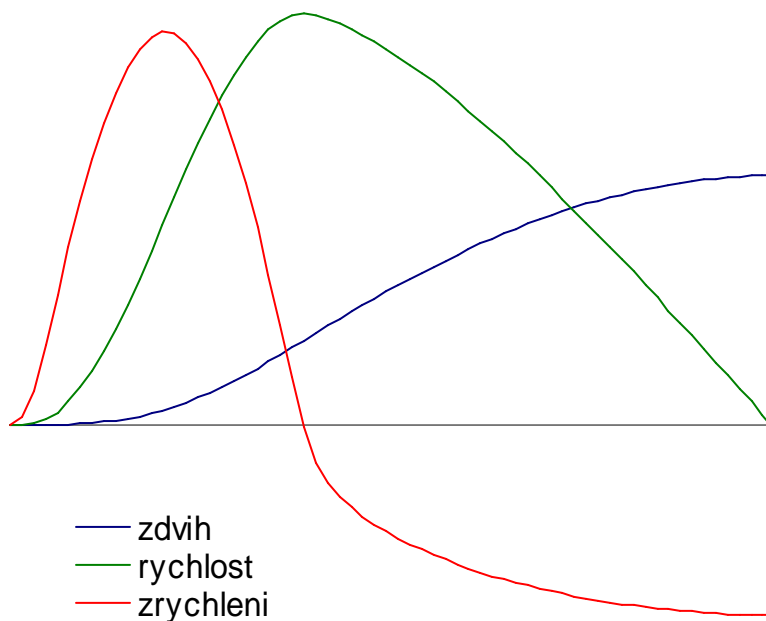
Obr. 2.6: Průběh křivek zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu pro náběhovou část sinusové vačky

2.4.3 Vačka složená z křivek různého druhu

Tvar vačky nebo zdvihu, rychlosti nebo zrychlení zdvihátka je definován pomocí částí sinusovek, parabol či mocninových křivek. Výhodou takto navržených vaček je, že části křivek na sebe navazují spojitě až do třetí derivace zdvihu).

2.4.4 Vačka podle D. Kurze

Tento způsob je založen na skládání částí sinusovek a křivek čtvrtého stupně. Činný bok je rozdělen na tři úseky (viz. obr. 2.7). Oblast kladného zrychlení a oblast inflexního bodu je popsána samostatnými částmi sinusovky a zbývající část je poté popisována polynomem čtvrtého řádu.



Obr. 2.7: Průběh křivek zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu pro náběhovou část vačky podle D. Kurze

2.4.5 Vačka popsaná polynomy vyšších řádů podle Dudleye – Polydyna

Takto navržená zdvihová závislost zajišťuje spojitost do vyšších počtů derivací (to je vhodné pouze za podmínky, že výroba je schopna tuto spojitost zajistit). Je dána následujícím vztahem:

$$\{2.2\} \quad h = h_{v \max} \cdot (1 + c_2 \cdot z^2 + c_p \cdot z^p + c_q \cdot z^q + c_r \cdot z^r + c_k \cdot z^k)$$

Koeficienty c (s příslušnými indexy) se určí na základě definovaných okrajových podmínek. Těmito podmínkami jsou:

- na počátku činného zdvihu jsou zdvih, rychlost a zrychlení ventilu rovny nule,
- $z = -1$.

Takto navržená zdvihová závislost je jedinou funkcí, u které je možné zajistit požadované vlastnosti s ohledem na dynamické chování rozvodového mechanismu. Protože i v praxi byla dlouhou dobu používána, je této metodě věnováno v této práci více prostoru.

Uvedený způsob návrhu vačkových profilů zahrnuje při vlastním řešení ventilový rozvod jako poddajný systém. To znamená, že ventilový rozvod se popíše pomocí jednohmotového (princiálně je možné použít i model vícehmotový) dynamického modelu, který bude naladěn na významnou vlastní frekvenci zkoumaného ventilového rozvodu. Pomocí výše uvedeného vztahu se provede návrh zdvihové křivky ventilu a ta bude sloužit jako buzení dynamického modelu. Průběh odezvy takového buzení je poté vyhodnocen jako průběh zdvihu zdvihátka a z ní je poté odvozen profil vačky. Takto navržená zdvihová charakteristika platí ale pouze pro určité otáčky, v jiných otáčkových režimech bude vypadat zdvihová charakteristika zdvihátka jinak. Tento nedostatek by měla řešit metoda SUPERDYN. Zde se rovněž vychází od požadovaného zdvihu ventilu, ale kromě setrvačných hmot a tuhostí se zde uvažují i proměnné otáčky a vliv tlumících sil v rozvodu. Vlastní řešení dynamické soustavy je všeobecně známé a v motorářské literatuře dostupné a proto není v disertační práci podrobněji uváděno.

Řešením podle tohoto postupu je navržená zdvihová charakteristika ventilu pro uvažované otáčky motoru. Výpočet zdvihové charakteristiky zdvihátka se provede pro více otáček a získaným charakteristikám se přiřadí váhové faktory. Dále se provede součet jednotlivých zdvihových charakteristik násobených váhovým faktorem. Tím se dostane pouze jedna charakteristika, která by měla splňovat požadavky z různých otáčkových režimů. Problémem ovšem zůstává volba otáčkových režimů a váhových faktorů a to je samozřejmě závislé na rychloběžnosti spalovacího motoru, typu rozvodu a s tím souvisejících modálních vlastností a ve značné míře také na zkušenostech konstruktéra či výpočtáře ventilových rozvodů.

3 Cíle disertační práce

Zvětšující se konkurence na automobilovém trhu nutí výrobce k zavádění nových modelových variant vozidla ve stále kratších časech a zároveň ke snižování nákladů již při vývoji nového produktu. Konkurenceschopnost na trhu automobilů potom vyžaduje, aby nový produkt splňoval všechny dnešní požadavky na provozní spolehlivost a životnost. S ohledem na vysoké náklady a časovou náročnost zkoušek prototypu se přijímají rozhodnutí o zahájení potřebných životnostních zkoušek vybraných konstrukčních podskupin a následně celého výrobku až ve fázi ukončeného vývoje, kdy je téměř 100% jistota, že životnostní test bude úspěšný. To dnes není prakticky možné bez použití virtuálních modelů, pomocí kterých je možné optimalizovat nově navrhované konstrukce již ve fázi konstrukčního návrhu.

Cílem předložené disertační práce je podat ucelený přehled o soudobých možnostech a zkušenostech používaných při optimalizaci rozvodových mechanismů. Vlastní práce je pak dále členěná tak, aby poskytla úplný pohled na danou problematiku a ukázala nejmodernější prostředky, přístupy a postupy používané při konstrukční optimalizaci rozvodových mechanismů (a současně upozornila i na možné chyby při zjednodušování řešených problémů).

Jednotlivé (dílčí) cíle disertační práce lze konkretizovat jako:

- konstrukční zásady (funkční a technické požadavky na rozvodový mechanismus a jeho vybrané díly, materiály),
- vyšetřování dynamických vlastností rozvodového mechanismu modelovými výpočty se simulacemi významných vlivů a stavů,
- experimentální ověřování dynamických vlastností rozvodového mechanismu s verifikací dat pro výpočtová řešení,
- shrnutí rozhodujících činitelů pro úspěšnost komplexního řešení rozvodového mechanismu, pro jeho realizaci ve velkosériové výrobě a jeho vysokou funkční spolehlivost v provozu vozidla.

Cílem jednotlivých částí práce je ukázat, že pro kvalitní řešení rozvodového mechanismu 4-dobého vozidlového motoru mají rozhodující vliv znalosti a zkušenosti konstruktérů a jejich schopnost využívat kombinace nejmodernějších výpočtových a měřicích postupů a nástrojů pro kontrolu navržených řešení. Při rozhodování o koncepci a celkovém uspořádání předložené disertační práce se autor rovněž snažil, aby práce byla v jistém smyslu i metodickým návodem k řešení složitých problémů, spojených s konstrukčním zpracováním rozvodového mechanismu: vedle teoretických podkladů a údajů z literatury byly ve velké míře využity i zkušenosti z dlouholeté praxe konstruktéra a výpočtáře ve firmě Škoda Auto a dalších podnicích koncernu Volkswagen.

4 Konstrukce a výpočty rozvodového mechanismu

Základní konstrukční struktura ventilového rozvodu 4-dobých pístových spalovacích motorů je všeobecně známá. Disertační práce proto uvádí pouze vybrané problémy, které zásadním způsobem ovlivňují kinematické a dynamické vlastnosti rozvodového mechanismu.

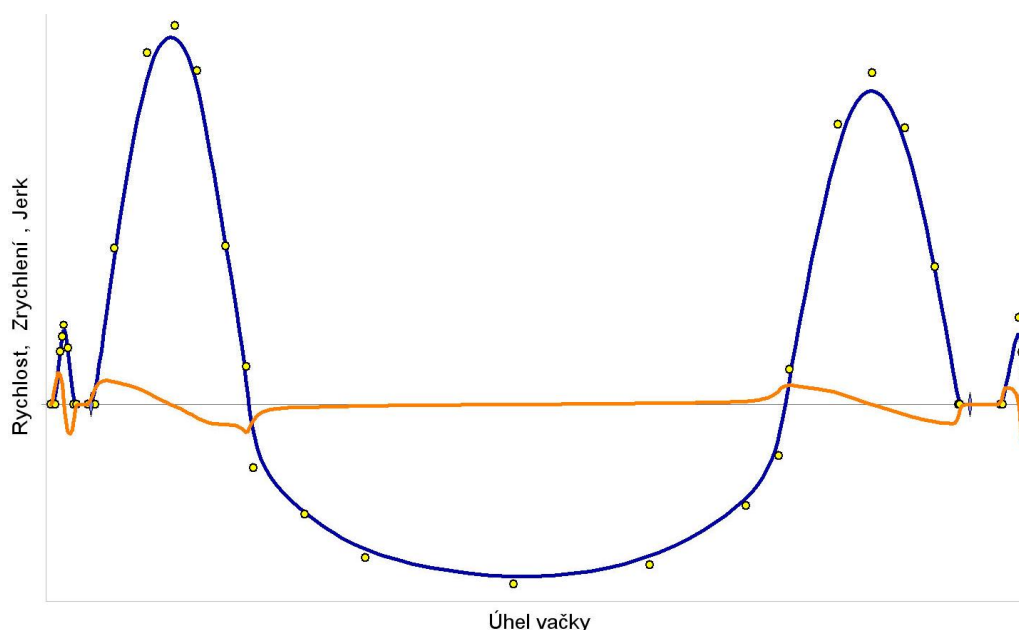
4.1 Navrhování vačkových profilů

Na základě požadovaného časování rozvodů a průtočné plochy pod křivkou ventilu definované z výpočtu výměny obsahu válce nebo dle doporučení zkušebních techniků se provede základní návrh průběhu zdvihu ventilu. Způsobů, jak navrhnout zdvihovou křivku ventilu je několik. V dnešní době se převážně používá metoda založená na definici křivky zrychlení ventilu. Pro získání zdvihové křivky ventilu je pak potřeba provést její dvojnásobnou integraci. Vlastní návrh průběhu zrychlení může být založen na různých metodách, nejčastěji je vlastní křivka rozdělena do jednotlivých úseků, které lze vhodným způsobem matematicky popsat.

Mezi nejpoužívanější metody pro popis křivek patří v současné době následující postupy:

- pomocí polynomu vyšších řádů,
- pomocí splinových funkcí (polynomů 3 řádů).

Posledně jmenovaný způsob dnes již začíná převažovat. Z mnohé řady komerčně nabízených systémů lze zmínit softwaru CDS (Cam design system firmy Zuck). Tento software je založen na principu návrhu křivky zrychlení ventilu pomocí β -splinů (tvar křivky je určen pomocí tzv. řídicích bodů viz. obr. 4.1). Současně se téměř okamžitě kontroluje průběh její derivace.



Obr. 4.1: Řídící body pro návrh křivky zrychlení ventilu

Použitím těchto křivek je zaručena také spojitost jejich derivace, tzn. třetí derivace zdvihové křivky ventilu. Tímto způsobem návrhu zdvihové křivky ventilu se zajistí plynulá změna křivosti vačkového profilu. Požadavky na spojitost vyšších derivací, které se čas od času vyskytují a které mají za cíl získat další údajné výhody, lze většinou pokládat za nepřiměřené. Stačí kupříkladu porovnat diferenční metodou získané extrémní hodnoty třetí derivace teoretické křivky zdvihu s hodnotami třetí derivace téže křivky se započtením dovolené nepřesnosti udávané výrobním výkresem. Obvykle přitom zjistíme, že teoretické maximum a minimum zůstává v rámci rozptylu hodnot získaných zahrnutím výrobních odchylek. Při uvážení značných sil v působících v rozvodech, způsobujících nezanedbatelné deformace, od požadavku na spojitost vyšších deformací lze proto upustit.

Cílem snažení konstruktéra ventilových rozvodů spalovacích motorů je dosáhnout co možná největší plnosti zdvihové křivky ventilu a současně přijatelných dynamických poměrů v rozvodu. Výsledkem je však dosažení určitého kompromisu. Na základě zkušeností je možné již při kinematickém návrhu kontrolovat některé parametry a následně profil zdvihu ventilu z těchto hledisek korigovat.

Mezi tyto parametry patří:

- plnost zdvihové křivky ventilu,
- maximální kladné a minimální záporné zrychlení a jejich poměrné šířky,
- minimální rozdíl mezi setrvačnými silami a silami od pružiny,
- minimální poloměry křivosti,
- maximální (přípustné) hodnoty Hertzových tlaků.

4.2 Transformace profilů vaček s využitím splinových funkcí

Součástí programového balíku pro kinematický návrh je i přepočtení program pro transformaci souřadnic vačkových profilů a to:

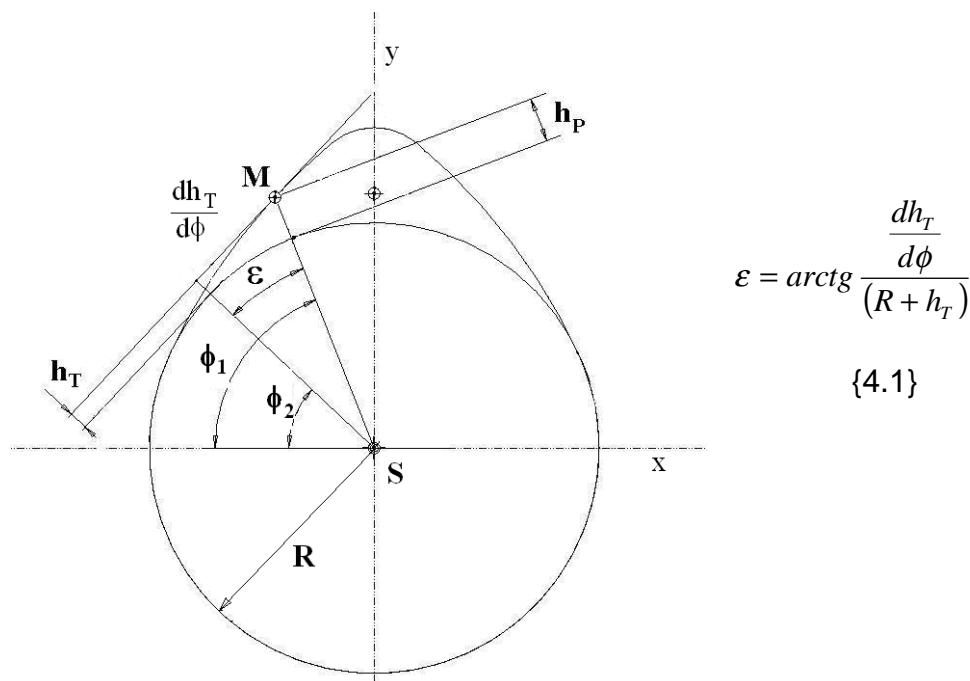
- z tangenciálních souřadnic na polární a obráceně,
- z polárních souřadnic na polární (jiný poloměr kladičky),
- z tangenciálních nebo polárních souřadnic na kartézské.

Požadavek na transformaci souřadnic vačkových profilů je stále důležitý. Ne již z důvodu výrobního (CNC-brusky dnes již disponují softwarem, který umožňuje zadávat profil vačky v různých souřadnicích), ale hlavně z důvodu použití vačkových profilů v dalších matematických simulacích (ne každý simulační software umí načíst profil vačky v libovolných souřadnicích). Z tohoto důvodu je kladen velký požadavek na kvalitu transformovaných dat. Tento požadavek je o to důležitější, máme-li k dispozici pouze číselné hodnoty zdvihové charakteristiky a nikoliv originální funkce popisující její zdvih. Bohužel původní postupy pro přepočet souřadnic vaček byly pro praktické použití nevhodné (nově transformovaná data nejsou s konstantním úhlovým krokem) a musely být na základě nových požadavků upraveny. Jelikož

přepočty souřadnic vačkových profilů jsou samy o sobě zajímavé, následující odstavce alespoň částečně zmiňují jejich princip.

4.2.1 Transformace tangenciálních souřadnic na polární

O využití splinových funkcí při transformaci vačkových profilů se zmiňuje Honců [17] již v roce 1992, ale stále tato až geniálně jednoduchá myšlenka není hromadně používána u komerčně dostupných softwarů. Pokud chybí ke křivce originální funkce, která popisuje její průběh, provede se nejprve proložení splinové funkce zadanou zdvihovou závislostí. K tomuto kroku je možné využít celou řadu komerčně dostupných softwarů, které tyto funkce již mají předprogramovány. Současně se obdrží i průběh její první derivace, který je nutný k přepočtu (získá se směrnice tečny v daném bodě). Poté se definuje úhel hledaného bodu ϕ_1 a následně se zvolí nějaký bod M na transformované křivce. V tomto zvoleném bodě M se určí směrnice tečny a dopočítá se úhel, který svírá jeho radiální průvodič (spojnice bodů M a S) s osou x. Tento úhel se porovná s úhlem ϕ_1 . Jestliže rozdíl těchto dvou úhlů je menší než požadovaná přesnost (obvykle kolem 10^{-11}), tak se pro tento úhel spočítá jeho radiální souřadnice. V případě, že rozdíl úhlů je větší než požadovaná přesnost, pak se postupuje metodou půlení intervalů k nalezení nového bodu a celý proces se opakuje do doby splnění požadované úhlové odchylky. Poté se zvolí nový požadovaný úhel a celý postup se opakuje do té doby, až je přepočítán kompletní vačkový profil. Zpětnou transformací polárních souřadnic do tangenciálních a provedením rozdílu původních a nově spočítaných tangenciálních souřadnic se určí, do jaké míry byla transformace úspěšná. Obvyklým kriteriem bývá hodnota 10^{-5} mm.

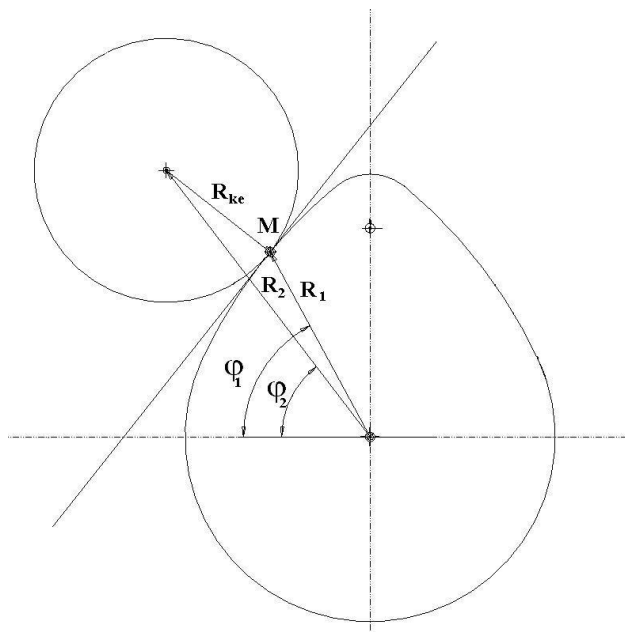


Obr. 4.2: Schéma pro popis polohy bodu M v polárních a tangenciálních souřadnicích

4.2.2 Transformace polárních souřadnic na tangenciální

Rovinné zdvihátko si lze v podstatě představit jako zdvihátko s kladičkou o nekonečně velkém poloměru křivosti. Z tohoto předpokladu vychází i princip přepočtu radiálních souřadnic profilu vačky na souřadnice tangenciální. Profil vačky je znám a tímto profilem se proloží opět splinová funkce. Dále je známý úhel rovinného zdvihátka (směrnice tečny) při kterém se určuje zdvih (úhel je volený parametr) a zbývá tedy nalézt bod dotyku. To znamená nalézt bod na povrchu profilu vačky, který má stejnou směrnici (hodnota 1. derivace) jako virtuální zdvihátko. Opět se s výhodou použije metoda půlení intervalů k určení hledaného bodu dotyku. Jakmile je rozdíl směrnic požadované a nalezené menší než zadané kritérium, potom tzv. „hledací“ procedura končí a začne se s výpočtem vzdálenosti této tečné přímky reprezentující zdvihátko od středu vačky. To je operace vcelku jednoduchá a odečtením poloměru základní kružnice dostaneme čistý zdvih. Zpětnou transformací takto získaných hodnot do polárních souřadnic a jejich porovnáním s původními hodnotami by rozdíl neměl být větší než 10^{-5} mm.

4.2.3 Transformace polárních souřadnic na polární



Obr. 4.3: Schéma pro popis polohy bodu M v polárních souřadnicích

Princip transformace polárních souřadnic vačkových profilů na polární je vcelku jednoduchý. Na začátku je nutné znát, zda tvar vačky, který se bude transformovat, je popsán ekvidistantou s danou vzdáleností od skutečného profilu (daným poloměrem kladičky), či zda se jedná o tvar vačky skutečný (skutečný tvar vačky je možné také chápat jako ekvidistanční tvar vačky s kladičkou o nulovém poloměru). Protože nejsou k dispozici vztahy pro popis zdvihových křivek, proloží se opět body zadané zdvihové závislosti splinovou funkcí. Zvolí se úhel, kde je nutné transformaci provádět a vede se středem vačky průvodič pod tímto úhlem do bodu na povrchu

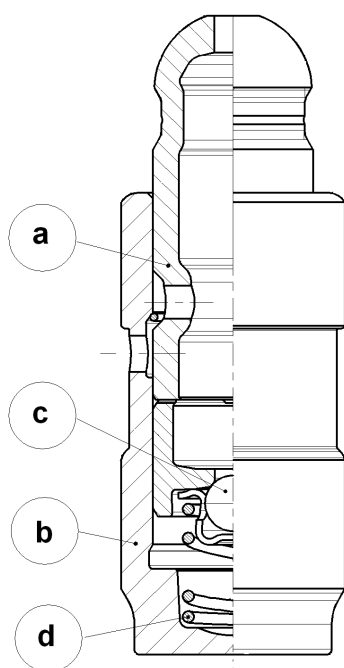
vačky M. V tomto bodě se určí směrnice tečny a stanoví se rovnice přímky, která prochází bodem M a je zároveň kolmá na tečnu procházející tímto bodem. Pak se již o tohoto bodu odměří vzdálenost (odpovídá poloměru kladičky) na jednu či druhou stranu (závislé na vstupních a požadovaných výstupních souřadnicích) a získá se bod M'. Tento bod se spojí se středem vačky a určí se úhel tohoto průvodiče. Ten se poté porovná s požadovaným a jestliže rozdíl požadovaného a skutečného úhlu je menší než zadaná přesnost, určí se vzdálenost bodu M' od středu vačky. Odečtením poloměru základní kružnice od takto získané hodnoty se získá čistý zdvih. V případě že rozdíl úhlů je větší než limitní hodnota, následuje iterační proces změny původního úhlu α_1 metodou půlení intervalů do doby, až bude splněná podmínka. Nově získané hodnoty zdvihu se obvykle zpětně transformují a porovnají se s hodnotami původními tak, aby rozdíl nebyl větší než 10^{-5} mm.

4.3 Konstrukční skupiny HVA – VENTIL – PRUŽINA

Díly této konstrukční skupiny mají vedle vačkového profilu významný vliv na dynamické vlastnosti ventilového rozvodu a rozhodují o chování ventilu během provozu motoru (skutečná zdvihová funkce, kmitání, zajištění silového kontaktu v rozvodovém mechanismu).

4.3.1 Hydraulický vymežovací element

Hlavním úkolem hydraulického vymežovacího elementu HVA (z německého das hydraulische Ventilspielausgleichselement) je před vlastním zdvihem ventilu vymezení ventilové vůle, která v sobě musí zahrnout výrobní tolerance, různé teplotní roztažnosti hlavy válců a dílů rozvodu a na konec také opotřebení vzniklé za provozu. Obr. 4.4 zobrazuje řez HVA-elementu pro rozvod OHC s vlečnou pákou a kladičkou. Vlastní vymezení vůle provádí pružina pod pístkem, která neustále odtlačuje pístek a skříň elementu od sebe. HVA-element je napájen tlakovým olejem z hlavy válců, který zajistí prostřednictvím jednocestného ventilu naplnění vysokotlakého prostoru olejem. Při samotném zdvihu ventilu tlačí vahadlo na pístek a ve vysokotlakém prostoru se zvyšuje tlak. V okamžiku, kdy tlak ve vysokotlakém prostoru HVA je vyšší než v nízkotlakém, se jednocestný ventil uzavírá. V průběhu zdvihu ventilu uniká olej definovanou mezerou mezi pístkem a skříní HVA-elementu. Tím dojde k poklesu pístku a na konci zdvihu ventilu se vytvoří vůle potřebná k správnému uzavření ventilu (to je vačka již v poloze, kdy se zdvihátko nachází na základní kružnici profilu vačky). Vlivem takto vytvořené vůle dochází ke snížení tlaku oleje ve vysokotlaké části (až pod úroveň tlaku v části nízkotlaké) a znovu se otevírá jednocestný ventil a pístek se opět začíná vysouvat silou vyvolanou pružinou pod pístkem a napájecím tlakem oleje z hlavy válců a vymezuje se nově vytvořená vůle. Tímto se také nahradí objem oleje ve vysokotlakém prostoru, který byl ztracen definovanou netěsností. Tento proces se pak neustále opakuje.



Obr. 4.4: HVA-element v řezu

- a) Píst
- b) Těleso HVA elementu
- c) Zpětný ventil
- d) Předepínací pružina

V současné době se používají 2 způsoby popisu fyzikálně-matematického modelu HVA-elementu:

- kombinací pružin a tlumičů,
- detailním popisem.

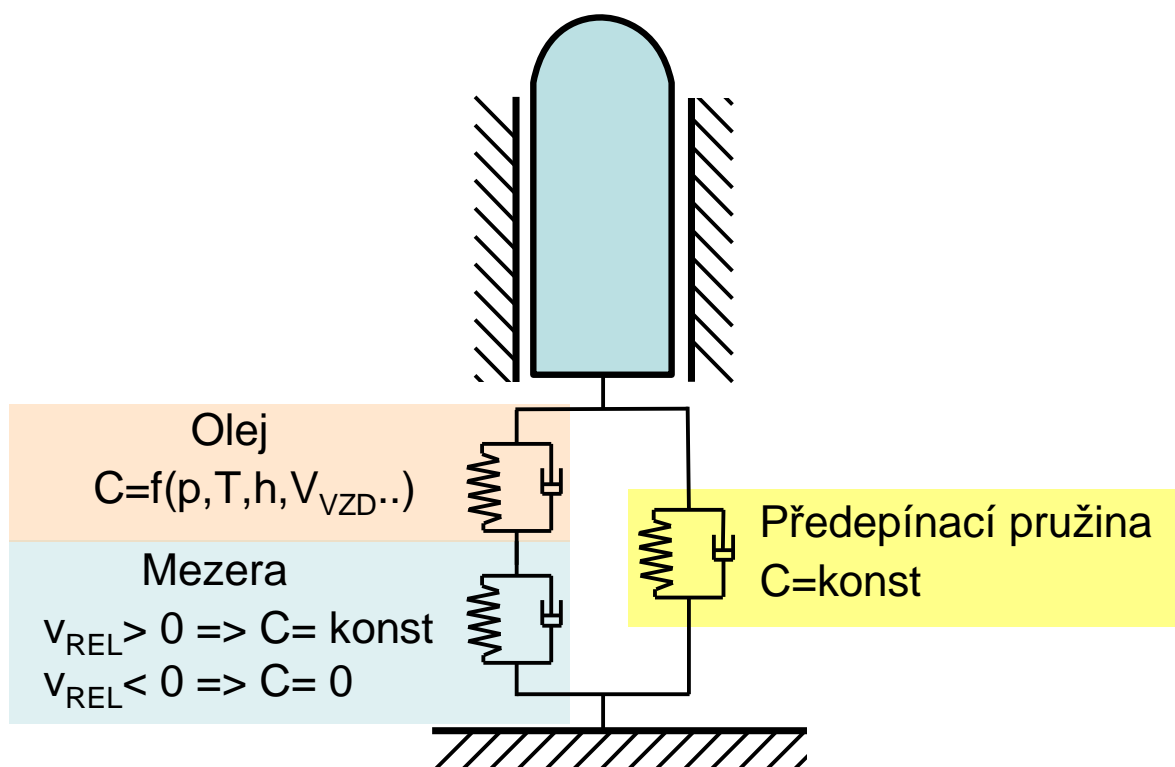
Náhradní schéma HVA-elementu popsaného pomocí kombinace pružin a tlumičů je zobrazeno na obr. 4.5. Jeden element Pružina-Tlumič popisuje pružinu pod pístkem (tuhost pružiny je konstantní). Paralelně k tomuto elementu jsou zařazeny dva elementy Pružina-Tlumič zapojené v sérii (tyto popisují tuhost oleje a vliv netěsnosti). Blume [3] zkoumal experimentálně vliv tlaku, teploty, výšky olejového sloupce a množství vzduchu v oleji na stlačitelnost oleje.

Vlastní tuhost olejového sloupce je možné určit pomocí vztahu:

$$\{4.2\} \quad c = E \cdot \frac{S^2}{V} = E \cdot \frac{S}{h} \quad ,$$

kde,

- E - modul pružnosti oleje,
- S - plocha pístu,
- V - objem oleje ve vysokotlakém prostoru.



Obr 4.5: Náhradní schéma HVA-elementu popsaného pomocí kombinace pružin a tlumičů

Dále pak Wieler [48] publikuje vztahy pro výpočet modulu pružnosti olejové sloupce s obsahem vzduchu. Tento vztah má tvar:

$$\{4.3\} \quad E = E_{Ol} \cdot \frac{1 + \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \frac{V_{Vzd}}{V_{Ol}}}{1 + \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \frac{V_{Vzd}}{V_{Ol}} \cdot \frac{E_{Ol}}{n \cdot p}},$$

kde,

- E_{OL} - modul pružnosti oleje,
- P_0 - tlak v nízkotlaké části,
- p - tlak ve vysokotlaké části,
- V_{VZD} - objem vzduchu,
- V_{OL} - objem oleje,
- n - polytropický koeficient.

Proudění v mezeře mezi pístkem a skříní HVA-elementu je možné popsat podle Hagen-Poisellova [38] vztahu:

$$\{4.4\} \quad \dot{Q}_{mez} = \frac{\pi \cdot r_{pistu} \cdot \Delta p \cdot h^3}{6 \cdot \eta \cdot l} \quad .$$

Z toho je pak možné spočítat konstantu tlumení pístku při vymezování vůle. Při znovuvytvoření vůle je pak konstanta tlumení nulová:

$$\{4.5\} \quad d = \frac{6 \cdot \eta \cdot l \cdot S^2}{\pi \cdot r_{pistu} \cdot h^3} \quad .$$

HVA-element je možné pro simulační výpočet popsat detailně. To nabízí software Adams/Engine [15], který umožňuje automatické vytvoření submodelu HVA-elementu z CAD-dat. Tento model se pak skládá z pístku, skříně HVA-elementu, kuličky a dvou elementů Pružina-Tlumič popisujících pružiny. Tento model, kromě proudění v oblasti definované netěsnosti (mezi pístkem a skříní), popisuje ještě proudění v jednocestném ventilu. Proudění v jednocestném ventilu se popisuje pomocí následujícího vztahu:

$$\{4.6\} \quad \dot{Q}_{Jedn.ventil} = \alpha \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad , \text{ přičemž } \quad \alpha = f(\text{Re}) \quad .$$

Reynoldsova čísla jsou určována ke každému integračnímu bodu podle aktuálních podmínek:

$$\{4.7\} \quad \text{Re} = \frac{r_{kul}}{\eta} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} \quad .$$

K samotnému určení průtočných koeficientů je potřeba provést speciální měření (měření je vhodné provést společně s výrobcem HVA elementu).

4.3.2 Ventilová miska

Funkce ventilové misky spočívá v přenesení síly od ventilové pružiny přes klínky do ventilu. Ventilová miska patří mezi nejtěžší díly rozvodu. Při návrhu se klade velký důraz hlavně na redukci hmotnosti. Tento problém se v dnešní motorářské praxi řeší dvěma způsoby. U vysokootáčkových motorů, kde je snahou každou pohybující se hmotu dílu ventilového rozvodu redukovat, se provádí minimalizace průměru ventilové misky. K tomu je zapotřebí přizpůsobit také průměr ventilové pružiny. Válcovou pružinu se zmenšeným průměrem není většinou možné z důvodu potřebných vlastností pružiny navrhnout, proto je tento problém řešen zmenšením pouze posledního závěrného závitu. Ventilovou pružinu tohoto typu je zapotřebí při montáži definovaně polohovat (to ale přináší vícenáklady). Druhou možností, jak

redukovat hmotnost misky ventilů, je použití lehčích materiálů. Jako vhodný materiál přichází v úvahu titanové slitiny. Ty se vyznačují nízkou hmotností a výbornými mechanickými vlastnostmi, ale i vysokou cenou a ta zpravidla znemožňuje použití tohoto materiálu v sériové výrobě (použití se proto omezuje pouze pro zástavbu do závodních motorů). Další možnou slitinou pro výrobu ventilových misek jsou slitiny hliníku. Ty se vyznačují nízkou hmotností, ale horšími mechanickými vlastnostmi ve srovnání s ocelí a titanovými slitinami, přesto je možné za určitých okolností tento materiál pro ventilovou misku použít. Relativně nízká cena umožňuje nasazení tohoto materiálu do sériové výroby.

U ventilové misky je největší požadavek konstruktéra na co možná největší tuhost. Ta má v závislosti na konstrukci větší či menší vliv na dynamické chování ventilového rozvodu (zejména v oblasti maximálních otáček motoru). Proto je vhodné při stavbě dynamických modelů ověřit její tuhostní vlastnosti (statické i dynamické). Tyto vlastnosti lze celkem efektivně určit pomocí FEM. Na základě této skutečnosti se pak stanoví, zda se ventilová miska v celkovém modelu rozvodu popíše jako tuhý či poddajný člen.

4.3.3 Klínky ventilu

Klínky ventilu ovlivňují chování ventilového rozvodu hlavně svojí hmotností. Bohužel svými rozměry již dnes neumožňují její další redukci. Důležité na klíncích je, zda jsou navrženy jako jedno- či tříprsté. Jednoprstý klínek definuje pevnou vazbu mezi ventilem a miskou. V tomto případě je ventil vybuzen stlačováním pružinu do rotačního pohybu a svým momentem setrvačnosti přenáší svoji hybnost zpět na ventilovou pružinu, které je ventilem sekundárně buzena (v některých případech tak silně, že se ventilová pružina zavrtává do hlavy válců). Tento fakt je nutné kromě vlastní hmotnosti klínků při matematické simulaci také zohlednit. U klínků tříprstých se rotační pohyb ventilu zpravidla na ventilovou pružinu nepřenáší. I na tento fakt je nutné při matematické simulaci brát zřetel.

4.3.4 Ventil

Ventily rozdělujeme na sací a výfukové a ty se od sebe odlišují hlavně konstrukcí. Sací ventily se zpravidla navrhují jako jednomateriálové, ventily výfukové se skládají zpravidla ze dvou či tří různých materiálů (důvodem jsou vysoká tepelná a mechanická namáhání části dříku, talířku a sedla, tvořeného speciálním návarkem). U vysoce tepelně namáhaných výfukových ventilů se někdy používají speciální ventily chlazené sodíkovou náplní v dutině talířku a dříku, která zvyšuje přenos tepla z oblasti talířku do dříku ventilu.

Ventil samotný svou konstrukcí významně ovlivňuje dynamické chování ventilového rozvodu. Je potřeba důkladně prozkoumat jeho tuhostní (statické i dynamické) vlastnosti a poté se rozhodnout, jakým způsobem bude ventil v modelu popsán. V úvahu přicházejí tři možnosti:

- jako tuhé těleso (pouze u pomaloběžných motorů),
- pomocí dvou hmotných bodů a nehmotné pružiny (nejčastější),

- jako flexibilní těleso – modální redukce (v případě studia dosedových stavů).

4.3.5 Ventilová pružina

Ventilová pružina společně s palcem vačky definovaného tvaru patří mezi nejdůležitější části rozvodového mechanismu OHC (u jiných typů rozvodů se k nim přidávají ještě jiné díly), které mají dominantní vliv na dynamické chování ventilového rozvodu. Z tohoto důvodu se ventilové pružině věnuje tato kapitola podrobněji.

4.3.5.1 Požadavky kladené na ventilovou pružinu

Mezi základní požadavky na funkci ventilové pružiny patří:

- vyvození dostatečné síly nutné k uzavření ventilu ve fázi, kdy vačka je na základní kružnici. U přeplňovaných motorů je ještě potřeba zvláště u výfukových mechanismů zohlednit vliv protitlaků ve výfuku.
- vyvození dostatečné síly, nutné k udržení dílů rozvodu v silovém kontaktu („pohromadě“) ve fázi, kdy se vačka nachází ve zdvihu => minimalizace odskoků do té míry, aby nedošlo k „napumpování“ HVA elementu.

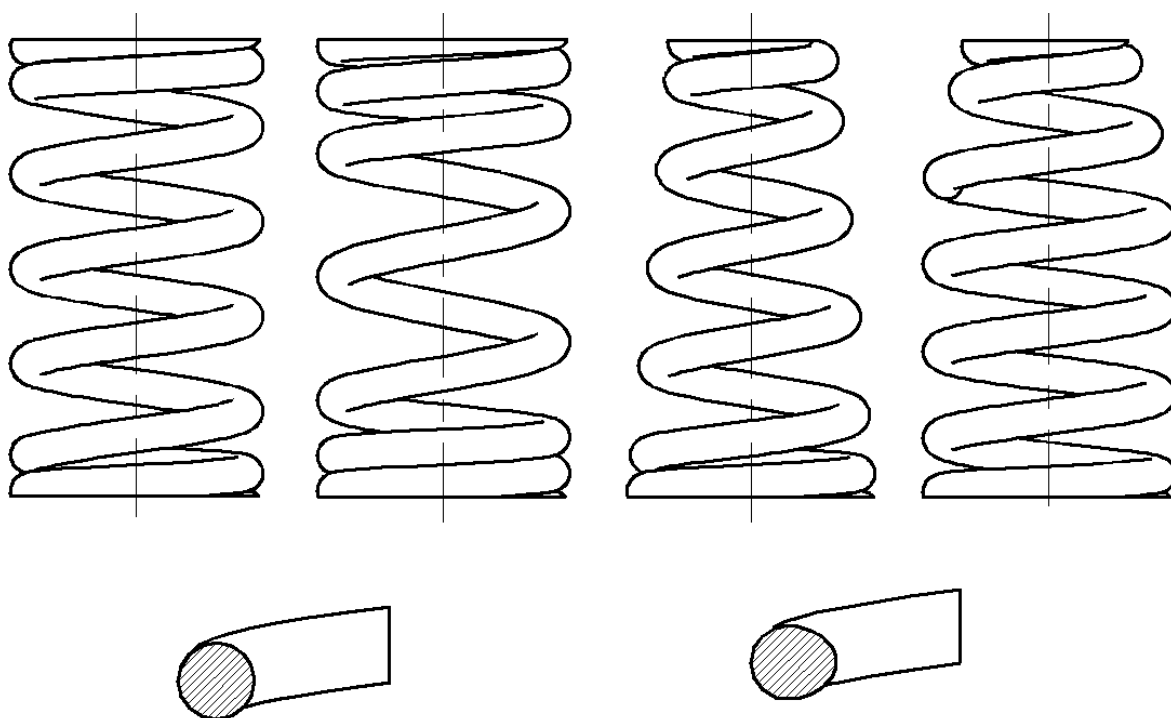
Při samotném návrhu ventilové pružiny je zapotřebí splnit ještě další podmínky nutné pro správnou funkci ventilové pružiny ve spalovacím motoru. Tyto „vedlejší“ požadavky kladené na funkci ventilové pružiny si navzájem konkurují, konečný návrh pružiny je proto vždy určitým kompromisem.

Mezi tyto „vedlejší“ požadavky patří:

- redukce sil ventilové pružiny s ohledem na snížení třecích ztrát v motoru (snižuje se tím m.j. i spotřeba paliva). U ventilového rozvodu se snižují ztráty třením proporcionálně se silou od ventilové pružiny. Ta je ovšem závislá na momentech setrvačnosti a hmotnostech jednotlivých pohybujících se dílů rozvodu a dále pak na vlastním tvaru vačkového profilu. Ten ovlivňuje velikosti zrychlení dílů rozvodu při otvírání a zavírání ventilu, a to v konečném důsledku souvisí také s maximálními provozními otáčkami motoru.
- zaručení dostatečné životnosti. Stoupající požadavky na funkci ventilové pružiny vedou ke zvyšování její provozní pevnosti. Průměrná životnost moderních spalovacích motorů je cca. 200 000 km, což odpovídá cca. 300 miliónů cyklů. Výrobce spalovacích motorů požaduje absolutní spolehlivost tohoto dílu a nejsou prakticky akceptovatelné žádné poruchy. Nasazením víceventilové techniky se kvalitativní požadavky na výrobce ventilových pružin ještě zvyšují. To klade velký důraz na samotný návrh pružiny, použitý materiál a dodržení přísných výrobních postupů.

4.3.5.2 Tvary ventilových pružin

V závislosti na zatížení a prostorových možnostech pro ventilovou pružinu v hlavě válců rozlišujeme čtyři v současné době nejpoužívanější tvary ventilových pružin (obr. 4.6). Standardní je válcová symetrická pružina s proměnným stoupáním závitů (obr. 4.6a). Stoupání závitů je symetrické od středu ke koncům pružiny, což má výhodu v bezproblémové (bez předpisu polohy) montáži pružiny do hlavy válců. U této pružiny je možné dosáhnout různě voleným stoupáním závitů vhodné progresse tuhosti. Ta má samozřejmě příznivý vliv na vlastní frekvence ventilové pružiny, které se mění s mírou stlačení. Tento typ pružiny snese širší frekvenční pásmo zatížení (plnější vačkové profily) a zároveň vykazuje nižší zatížení.



Obr.4.6: a) Válcová pružina s konstantním stoupáním závitů
b) Válcová pružina s proměnným stoupáním závitů
c) Kuželová pružina
d) Pružina typu „Bienenkorb“

Aby se snížily pohybující se hmoty na pružině, je možné použít druhý tvar pružiny (obr. 4.6b). Ten se vyznačuje asymetricky navinutým stoupáním. To znamená, že požadované progresse tuhosti se dosahuje větším stoupáním závitů u hlavy válců. Nevýhodou tohoto tvaru je požadavek jednostranné montáže, což má za následek zvýšené nároky na kontrolu.

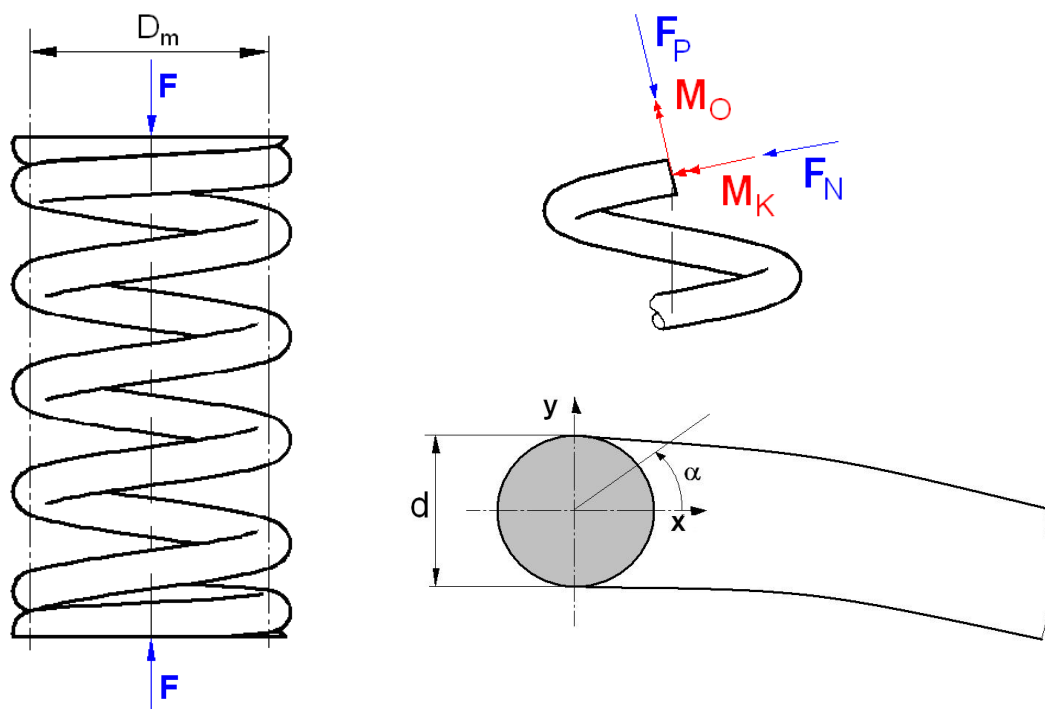
Dalším, v současné době dosti používaným tvarem, je kužel (obr. 4.6c). Kuželová pružina vykazuje nízké pohybující se hmoty (menší talířek) ve srovnání s válcovou pružinou a je možné použít i menší rezervy do dosedu. Nevýhodou kuželové pružiny je však menší progresse tuhosti a požadavek na polohovanou montáž do hlavy válců.

Posledním tvarem je ventilová pružina speciálního tvaru, kterému se v německé literatuře říká „Bienenkorbfeder“ (volně přeloženo včelí úl). Tento tvar ventilové pružiny (obr. 4.6d) v posledních letech prožívá boom v sériové produkci. Jedná se vlastně o válcovou pružinu, která má závěrné závity o menším průměru než závity ostatní. Tím jsou sníženy pohybující se hmoty (možné použití menšího talířku) a lze ji použít i tam, kde není možné použít pružinu kuželovou (kolize se stíracím kroužkem na vodítku). Nevýhodou je opět její jednostranná montáž.

Na všechny tvary ventilových pružin je možné použít dráty kruhového nebo vejcovitého průřezu. Maximální napětí u drátu s kruhovým průřezem je prakticky bodové, umístěné na jeho vnitřním průměru. V případě, že se v této oblasti nachází nějaké povrchová vada, je velká pravděpodobnost, že dojde k poškození. Drát s vejcovitým průřezem vykazuje z tohoto hlediska menší riziko, neboť napětí je rozloženo rovnoměrně do plochy.

4.3.5.3 Určení napětí v pružině od zatížení

Vlastní návrh ventilové pružiny je možné provést podle obecně známých analytických vztahů (základní studium pružnosti pevnosti) pro válcovou tlačnou pružinu s kruhovým průřezem.



Obr. 4.7: Znázornění silových účinků na ventilovou pružinu

výpočet tuhosti válcové ventilové pružiny $c = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D_m^3 n}$ {4.8}

D_m – střední průměr

d – průměr drátu

n – počet činných závitů

G – modul pružnosti ve smyku

výpočet síly, s – stlačení pružiny $F = s \cdot c$ {4.9}

výpočet smykového napětí $\tau = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F$ {4.10}

Ke korekci smykového napětí v důsledku zakřivení drátu je možné použít následující korekční faktory (norma DIN 2089 [14]):

Göhnerův vztah:

$$k = 1 + \frac{1,25}{w} + \frac{0,785}{w^2} + \frac{1}{w^3} \quad \{4.11\}$$

Wahlův vztah:

$$k = \frac{w - 0,5}{w - 1} + \frac{0,615}{w} \quad \{4.12\}$$

Bergsträsserův vztah:

$$k = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad \{4.13\}$$

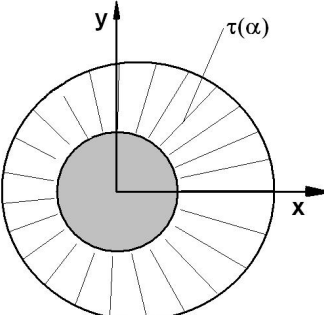
tento vztah je doporučen k použití v DIN 2089.

Strierův vztah:

$$k = \frac{w}{w - 0,5}, \text{ kde } w = \frac{D_m}{d} \quad \{4.14\}$$

Výsledné napětí na vnitřní straně pružiny je poté rovno výrazu.

{4.15} $\tau = k \cdot \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F$

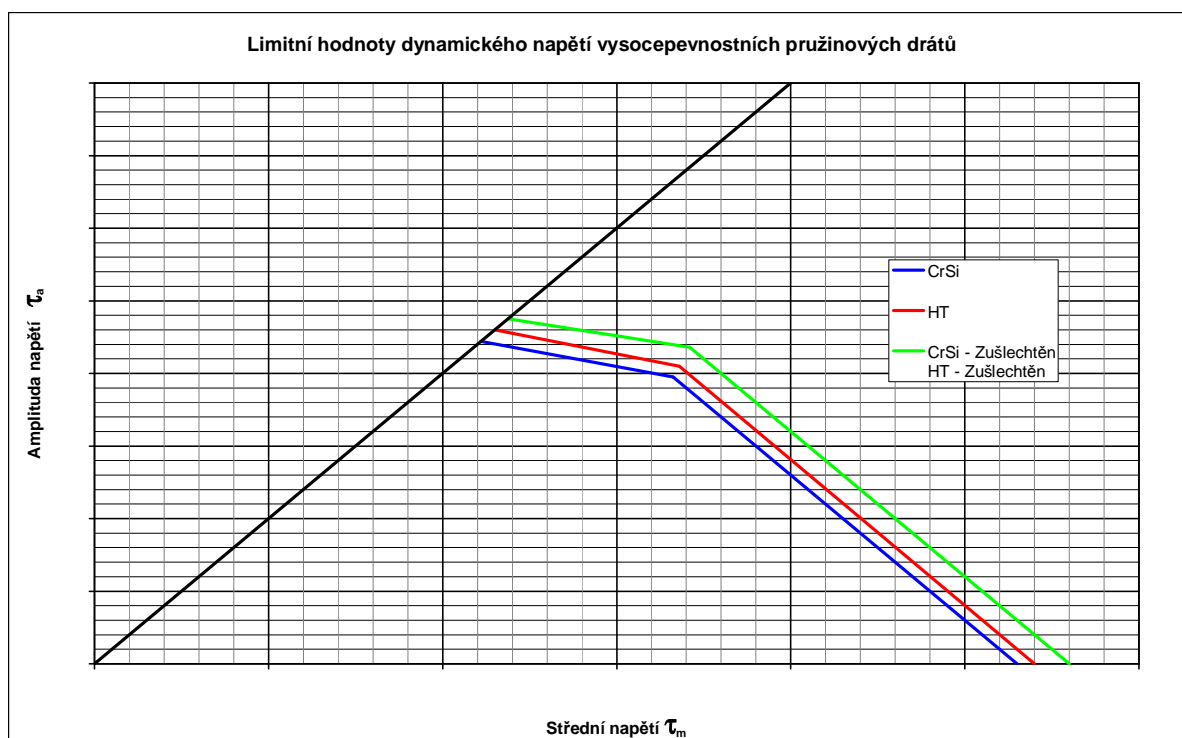


Obr. 4.8: Rozložení smykového napětí v průřezu drátu

Tímto způsobem určené smykové napětí však nezohledňuje napětí způsobené ohybovým momentem. K celkovému zatížení pružiny je zapotřebí ještě přičíst složky, které na pružinu působí při jejím dynamickém zatížení. Ve skutečnosti může být celkové napětí na pružině až o 50 % vyšší než napětí statické, určené analytickými vztahy. Skutečné napětí je možné určit pomocí programů pro simulaci FEM-MBS nebo měřením pomocí tenzometrů (experimenty se provádí nejčastěji na maketě hlavy válců s vačkou poháněnou elektromotorem).

Na životnost ventilové pružiny jsou kladeny vysoké nároky [14]. Z toho se odvíjí i vysoké nároky na kvalitu materiálu, ze kterého se pružina vyrábí. Hlavní příčinou poškození ventilových pružin bývají nekovové vměstky v drátu a mechanická poškození povrchu. Dříve používané CrV-oceli již dnes nesplňují požadavky, kladené na vysoce dynamicky namáhané ventilové pružiny. Proto byly nahrazeny ocelí legovanou CrSi, která vykazuje ve srovnání s CrV-ocelí méně nekovových vměstků s vyšší teplotou tavení a má i vyšší pevnost v tahu. V současné době jsou již k dispozici i nové materiály pro ventilové pružiny, které mají ještě lepší mechanické vlastnosti než CrSi-oceli. Tyto oceli jsou legovány CrSiV nebo CrSiNiV a byly zařazeny do skupiny tzv. vysoce pevnostních drátů (HT – High Tensile). Takové oceli nejsou vůbec vyráběny v Evropě a dováží se z Japonska. Výroba vlastního pružinového drátu je mimořádně náročná a dnes proto prakticky všichni výrobci ventilových pružin nakupují potřebný drát u stejného dodavatele.

Drát k výrobě ventilových pružin musí splňovat kvalitativní požadavky z hlediska čistoty základního materiálu (bez nekovových vměstků) a samozřejmě musí být bez povrchových vad. Dráty jsou taženy za studena a následně zušlechťeny. Poté se provádí kontrola povrchu pomocí vířivých proudů a místa s povrchovými vadami jsou přesně označena (tyto oblasti stroj pro navíjení ventilových pružin rozpozná a odstraní je). Po navinutí ventilové pružiny následuje operace žíhání k odstranění vnitřního pnutí a potom následuje broušení dosedacích ploch a sražení (podle požadavku konstruktéra) vnitřních nebo vnějších hran závěrných závitů. Konečnou výrobní operací je kuličkování povrchu. Tímto procesem se vnese na povrch pružiny záporné napětí, které má za následek zvýšení únavové pevnosti. Renomovaní výrobci ventilových pružin používají pro zvýšení únavové pevnosti ještě další proces tepelného zpracování, pomocí kterého lze zvýšit únavovou pevnost až o dalších cca 10 % ve srovnání s konvenčně vyrobenou ventilovou pružinou (obr. 4.9).



Obr. 4.9: Haighův diagram pro pružinové oceli

4.3.5.4 Matematický popis ventilové pružiny

Ventilová pružina je díl s nejnižší vlastní frekvencí a tudíž s největším vlivem na dynamické chování ventilového rozvodu viz kapitola 5.2. Ventilovou pružinu je možné popsat v matematickém modelu následujícími způsoby:

- model popsaný hmotným bodem, tuhostním a tlumícím elementem,
- soustavou hmotných bodů, tuhostních a tlumících elementů,
- jako flexibilní těleso – modální redukce (nutné definovat kontakty mezi jednotlivými závitů).

5 Dynamické vlastnosti rozvodového mechanismu

Provoz mechanických soustav a technických zařízení, která pracují v časově rychle proměnných a periodicky se opakujících dějích, je téměř vždy spojen se vznikem kmitání. Při kmitání dochází k přelévání energií z potenciální na kinetickou a opačně. V pístovém spalovacím motoru dochází ke kmitání prakticky ve všech jeho konstrukčních podskupinách. U rozvodového mechanismu je kmitání vybuzeáno zejména působením vačkového profilu.

Kmitání zvyšuje namáhání částí mechanismu a to zejména v rezonančních oblastech. Tím se snižuje jejich životnost a provoz mechanismu provázeti nežádoucí hluky a vibrace. Řešení dynamické odezvy mechanického systému na dané buzení lze určit popisem pohybových stavů jednotlivých částí mechanismu pomocí diferenciálních rovnic resp. jejich soustav. Tyto rovnice určují zejména vztahy mezi silami na jedné straně a výchylkami (a jejich derivacemi) na straně druhé.

5.1 Kmitání lineárních soustav

Prudký rozvoj výpočetní techniky v posledním období vede k postupnému vytlačování klasických výpočetních modelů řešených analyticky metodami numerickými. Modely numericky řešených soustav (např. rozvodového mechanismu) mohou popisovat sledované děje i se zahrnutím většího množství nelinearit - tím jsou často modely velmi složité a samotné výpočty jsou časově náročné a pro spolehlivý výpočet je potřeba definice řady okrajových podmínek (někdy obtížně zjistitelných). Pro konstruktéry-výpočtáře se takto složité výpočtové modely stávají méně průhledné a proto se pro rychlejší výpočet s hrubším odhadem řešení při optimalizačních úlohách často používají lineární modely dynamických systémů, které dostatečně danému účelu vyhovují. Autor takového řešení ale musí vědět, jakým způsobem danou soustavu linearizovat a v jakých mezích (tj. za jakých podmínek) popis lineární soustavy „odpovídá“ skutečnosti. Dříve se lineární modely používaly k popisu dynamických vlastností rozvodových mechanismů, ale jejich výsledky neměly jednoznačnou vypovídající schopnost. Dnes lze lineární modely použít pouze k určení modálních vlastností dynamické soustavy.

5.1.1 Modely se soustředěnými parametry

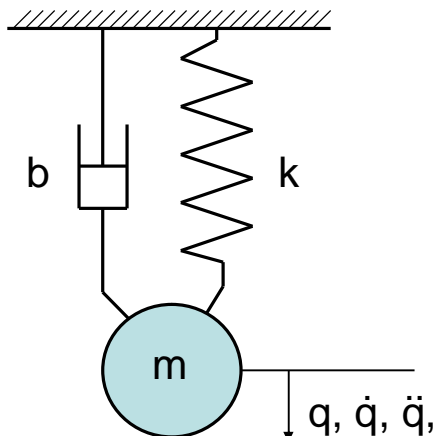
5.1.1.1 Model s jedním stupněm volnosti

Základním modelem je model s jedním stupněm volnosti (obr. 5.1) vyjádřený lineární diferenciální rovnicí druhého řádu, která vychází z Lagrangeovy rovnice druhého druhu nebo jí lze sestavit přímo pomocí d'Alambertova principu:

$$\{5.1\} \quad m\ddot{q}(t) + b\dot{q}(t) + kq(t) = F(t)$$

Jednotlivé členy vyjadřující setrvačné síly (úměrné zrychlení \ddot{q} a hmotnosti m), disipativní síly (úměrné rychlosti \dot{q} tlumení b) a potenciální síly (úměrné zdvihu q a

tuhosti k) charakterizují danou soustavu. Funkce buzení se poté přikládá na pravou stranu rovnice.



Obr. 5.1: Model soustavy s jedním stupněm volnosti

Volné kmity jsou dány homogenní rovnicí a charakterizují pohyb soustavy bez působení vnějších sil:

$$\{5.2\} \quad m\ddot{q}(t) + b\dot{q}(t) + kq(t) = 0$$

Vlastní frekvence konzervativní (netlumené) soustavy (bez uvažování disipace) je poté:

$$\{5.3\} \quad \Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Poměrný útlum lze vyjádřit:

$$\{5.4\} \quad D = \frac{b}{2\sqrt{km}}$$

Po dosazení za koeficient tlumení b poměrný útlum D do původní rovnice dostaneme charakteristickou rovnici:

$$\{5.5\} \quad \lambda^2 + 2D\Omega\lambda + \Omega^2 = 0 \quad , \text{ odtud kořeny: } \lambda_{1,2} = -D\Omega \pm \Omega\sqrt{D^2 - 1}$$

Pro kladný diskriminant [49] $D > 1$ je soustava silně (nadkriticky) tlumená a dostáváme dva reálné kořeny, pro $D = 1$ se jedná o kritické tlumení, pro $D < 1$ dostáváme dva komplexně sdružené kořeny a soustava je podkriticky (slabě) tlumená. Poslední řešení odpovídá většině reálných soustav bez tlumícího členu.

Budeme se proto tímto druhem soustav zabírat podrobněji. Řešení homogenní soustavy je poté:

$$\{5.6\} \quad q(t) = e^{-D\Omega t} (C_1 e^{\Omega_D t} + C_2 e^{-\Omega_D t}) \quad , \text{ kde } \quad \Omega_D = \Omega \sqrt{1 - D^2}$$

Při použití Eulerových vztahů dostaneme:

$$\{5.7\} \quad q(t) = e^{-D\Omega t} (A \cos \Omega_D t + B \sin \Omega_D t) \quad ,$$

konstanty A a B vyplynou z počátečních podmínek. Rovnice popisuje harmonické kmitání.

Harmonicky vynucené kmity patří do nejdůležitější partie teorie kmitání neboť ve většině technických aplikací mají působící síly periodický charakter a jejich průběh se dá poměrně přesně nahradit periodickou (Fourierovou) řadou. Nehomogenní rovnice může mít obecně tento tvar:

$$\{5.8\} \quad m\ddot{q}(t) + b\dot{q}(t) + kq(t) = F \cos(\omega t + \varphi_T)$$

Řešení takové rovnice se poté skládá z obecného řešení homogenní rovnice (vlastní kmity) a z partikulárního řešení rovnice nehomogenní (ustálené kmity). Pro ustálené kmity se předpokládá řešení ve tvaru:

$$\{5.9\} \quad q_p(t) = \cos(\omega t + \varphi_p) \quad \text{a zavedeme-li substituci:} \quad \omega t + \varphi_p = \omega \tau$$

Po dosazení příslušných derivací do rovnice:

$$\{5.10\} \quad \ddot{q}(t) + 2D\Omega\dot{q}(t) + \Omega^2 q(t) = \frac{F}{m} \cos(\omega t + \varphi_T)$$

Po srovnání koeficientů $\cos \omega \tau$ a $\sin \omega \tau$ vyplyne řešení pro velikost amplitudy partikulární části řešení, tedy ustálených kmitů:

$$\{5.11\} \quad q_p = \frac{F}{m} \frac{1}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4D^2\Omega^2\omega^2}}$$

Jednotlivé členy pod odmocninou určují vliv na velikost amplitudy ustálených kmitů. V oblasti podrezonanční kde $\Omega \gg \omega$ má největší vliv člen Ω^2 a řešení se blíží statickému posuvu bodu zavěšeného na tuhosti k . V oblasti rezonanční, kde $\Omega = \omega$ má největší vliv člen D , který ovlivňuje velikost rezonančního vrcholu. V oblasti nadrezonanční stoupá hodnota členu ω^2 a na řešení mají zásadní vliv setrvačné síly – hmotnost.

5.1.1.2 Diskrétní modely s více stupni volnosti

Modely lineárních soustav [49] lze dále dělit na konzervativní (netlumené) a silně nekonzervativní (tlumené). Pohybové rovnice pro zobecněné souřadnice lze psát analogicky v maticovém tvaru:

$$\{5.12\} \quad M\ddot{q}(t) + B\dot{q}(t) + Kq(t) = f(t)$$

U slabě nekonzervativních soustav (slabé tlumení) jsou matice M , B a K symetrické a tudíž lze psát:

$$\{5.13\} \quad M = M^T, \quad K = K^T \quad \text{a} \quad B = B^T.$$

Ve zvláštním případě je dále matice tlumení proporcionální k matici M a K :

$$\{5.14\} \quad B = \alpha M + \beta K$$

U takovýchto soustav si pro popis systému vystačíme s modálními veličinami přidruženého konzervativního systému.

$$\{5.15\} \quad (K - \Omega^2 M)v = 0$$

Z této rovnice vyplynou (vzhledem k symetrii matic a pozitivní definitnosti) nezáporná vlastní čísla, jejichž počet je roven počtu stupňů volnosti (tj. hodnoty matice). Každému vlastnímu číslu lze přiřadit vlastní vektor, který charakterizuje tvar kmitu. Pro jednoznačné určení velikosti jednotlivých souřadnic daného vlastního tvaru slouží tzv. norma. Nejčastěji se dnes v mnoha programech, postavených na metodě konečných prvků (FEM) využívá tzv. M – normalizace. Musí být tedy splněna podmínka:

$$\{5.14\} \quad v^T M v = E$$

Symbol E v tomto případě značí jednotkovou matici. Vlastní vektory mají ještě jednu podstatnou vlastnost a to, že jsou navzájem ortogonální. To lze dokázat, pokud uvažujeme dva různé vlastní vektory a příslušné vlastní frekvence s indexem i a j :

$$\{5.15\} \quad K v_i = \Omega_i^2 M v_i \quad \text{a} \quad K v_j = \Omega_j^2 M v_j$$

Po vynásobení rovnice transponovanými vektory, každou s jiným indexem, dostaneme:

$$\{5.16\} \quad v_j^T K v_i = \Omega_i^2 v_j^T M v_i \quad \text{a} \quad v_i^T K v_j = \Omega_j^2 v_i^T M v_j$$

Poté např. první rovnice se transponuje, odečte se od druhé a dostane se:

$$\{5.17\} \quad 0 = (\Omega_i^2 - \Omega_j^2) v_i^T M v_j$$

Protože se vlastní frekvence nerovnají, musí být vlastní vektory navzájem ortogonální a po splnění podmínky M-normy lze tyto vektory nazvat M-ortonormální.

Dále je možné definovat tzv. modální matici V sestavenou z vlastních vektorů (ve sloupcích) a při splnění podmínky M-ortonormality platí:

$$\{5.18\} \quad V^T M V = E \quad \text{a} \quad V^T K V = \Lambda$$

Matrice Λ je tzv. spektrální matice a obsahuje pouze diagonální členy, které odpovídají vlastním číslům systému. U slabě konzervativních soustav lze dále využít podmínky ortonormality a vztahu vyjadřující proporcionalitu:

$$\{5.19\} \quad V^T B V = \alpha V^T M V + \beta V^T K V$$

Po zavedení poměrného útlumu D pro jednotlivé vlastní tvary (analogicky jako u soustavy s jedním stupněm volnosti) dostáváme:

$$\{5.20\} \quad V^T B V = \alpha E + \beta \Lambda = \text{diag}(2D_v \Omega_v)$$

Velmi účelná pro řešení odezvy těchto systémů s navzájem vázanými souřadnicemi se zdá být modální transformace (transformace zobecněných souřadnic do modálních):

$$\{5.21\} \quad q(t) = Vx(t)$$

Po dosazení této rovnice do pohybové se získá:

$$\{5.22\} \quad M V \ddot{x}(t) + B V \dot{x}(t) + K V x(t) = f(t)$$

Rovnici se dále vynásobí zprava transponovanou modální maticí:

$$\{5.23\} \quad V^T M V \ddot{x}(t) + V^T B V \dot{x}(t) + V^T K V x(t) = V^T f(t)$$

$$E \ddot{x}(t) + \text{diag}(2D_v \Omega_v) \dot{x}(t) + \Lambda x(t) = V^T f(t)$$

S využitím dříve odvozených podmínek se získá systém navzájem nevázaných rovnic, jejichž odezvu lze řešit odděleně pomocí rovnic jednotlivých modálních souřadnic jako u soustavy s jedním stupněm volnosti:

$$\{5.24\} \quad \ddot{x}_v(t) + 2D_v \Omega_v \dot{x}_v(t) + \Omega_v^2 x_v(t) = v^T f(t)$$

Řešení ustálené odezvy na harmonické buzení v modálních souřadnicích při použití komplexních amplitud buzení a výchylek vede ke vztahu:

$$\{5.25\} \quad \tilde{x}(t) = (\Lambda - \omega^2 E + i\omega D)^{-1} V^T \tilde{f}(t) \quad \text{kde matice } D = \text{diag}(2D_v \Omega_v)$$

Zpětnou transformací potom dostáváme řešení ustálené odezvy v obecných souřadnicích:

$$\{5.26\} \quad \tilde{q}(t) = V (\Lambda - \omega^2 E + i\omega D)^{-1} V^T \tilde{f}(t)$$

5.1.2 Modální analýza a kondenzace lineárních soustav

Při řešení dynamického namáhání tvarově složité součásti, např. vahadla, je nutné tento díl diskretizovat. Dříve se nejvíce používaly modely se soustředěnými parametry, např. modely rozvodových mechanismů s kyvnou pákou, kde byly určeny body do nichž byla redukována hmota vahadla. Tyto body byly dále propojeny tuhostí a tlumícím členem. Dnes se vlivem vyšší dostupnosti a vysoké propracovanosti softwarů téměř výhradně používá diskretizace pomocí metody konečných prvků (FEM). Tímto způsobem lze velmi přesně aproximovat dané těleso. Při zachování jemnosti FEM sítě, která je nutná pro korektní hodnoty napjatosti v oblastech zájmu, je prakticky nemyslitelný dynamický výpočet bez předešlé redukce počtu stupňů volnosti (tzv. kondenzace). Kondenzací modelu se tedy rozumí transformace modelu z dimenze n do dimenze m , přičemž $m \ll n$ při přibližném zachování základních dynamických vlastností v jisté frekvenční oblasti buzení.

5.1.2.1 Guyanovova redukce

Metod kondenzace FEM modelu je několik druhů, počínaje tzv. Guyanovou redukcí [34]. Tato redukce je založena na rozdělení zobecněných souřadnic na „master“ a „slave“: posuvy „slave“ uzlů se vyjadřují pomocí „master“ uzlů. Tato redukce vychází ze vztahu mezi těmito skupinami uzlů pouze na základě tuhosti: setrvačné a tlumící účinky jsou zanedbány, proto se jí někdy říká statická kondenzace. Statická redukce poměrně dobře aproximuje původní systém při splnění těchto podmínek:

- ve „slave“ uzlech nepůsobí budící síla,
- ve „slave“ uzlech nesmí být soustředěna „příliš velká“ hmota.

Další z metod kondenzace je prováděna pomocí transformace do modálních souřadnic, kde lze poměrně přesně aproximovat původní model v dané frekvenční oblasti. Předpokládá se, že původní systém lze opět vyjádřit pomocí rovnice:

$$\{5.12\} \quad M\ddot{q}(t) + B\dot{q}(t) + Kq(t) = f(t)$$

Z tohoto systému se po modální analýze získá modální a spektrální matice, z nichž se vezme jen tzv. „master“ hlavní vlastní tvary a jim příslušné „master“ vlastní frekvence.

$$\{5.27\} \quad \Lambda = \begin{bmatrix} \Lambda_m & 0 \\ 0 & \Lambda_s \end{bmatrix} \quad \text{a} \quad V = [V_m \quad V_s] \quad .$$

Podle velikosti vlastních hodnot je možné přímo ve spektrální matici vybrat frekvenční rozsah systému po redukci. Poté se použije ořezaná modální matice pro transformaci a využijí se podmínky M-ortonormality a proporcionality matice tlumení:

$$\{5.28\} \quad V_m^T M V_m \ddot{x}(t) + V_m^T B V_m \dot{x}(t) + V_m^T K V_m x(t) = V_m^T f(t)$$

$$\ddot{x}(t) + D_m \dot{x}(t) + \Lambda_m x(t) = V_m^T f(t)$$

Získaná soustava rovnic má tedy m stupňů volnosti. Dále se určí modální souřadnice „master“ tvarů a zpětnou transformací dostaneme zobecněné souřadnice. Tato redukce je tedy založena na frekvenčním ořezání daného systému a proto je nutné pečlivě zvolit maximální možný vybuzeňový vlastní tvar původního systému, jehož frekvence by měla být s rezervou vyšší než nejvyšší frekvence budících sil.

5.1.2.2 Modální syntéza

Další vhodná metoda pro kondenzaci rozsáhlých systémů je metoda modální syntézy [34]. Tato metoda spočívá v rozdělení systému na subsystémy, které jsou mezi sebou spojeny vazbami. Jednotlivé subsystémy mohou být dále zredukovány výběrem daných tvarů. Tato metoda je rovněž vhodná např. pro tvorbu rozsáhlých systémů, kde mohou jednotlivá pracoviště vytvářet jednotlivé subsystémy, ty pak analyzovat a zredukovat a na soustředěném pracovišti lze zkomponovat celý systém dohromady.

Ve většině multi-body softwarů (dále jen MBS) pro výpočet dynamické odezvy mechanismu se pro popis poddajných těles využívá modální syntézy, kdy se zredukované těleso (např. vahadlo) propojí s ostatními díly mechanismu, které mohou být zahrnuty jako tuhé apod. Pro redukci poddajného tělesa se využívá FEM modelu a rovněž redukce se provádí ve FEM softwaru. Nejčastěji se využívá jedna z nejznámějších metod redukce – „Craig Bampton modal synthesis method“. Deformace poddajného tělesa je v tomto případě aproximována zvolenými tvary (mody). Běžně se k popisu tvaru tělesa používají dvě skupiny tvarů (modů):

a) „**fixed-boundary normal modes**“ – tyto tvary se získají uchycením tělesa v tzv. „attachment“ uzlech („nodech“) a poté se provede modální analýza a vyberou se dané tvary („master“) pro určitý frekvenční přenos tělesa. Řešení tedy vychází z výpočtu vlastních hodnot konzervativního systému:

$$\{5.29\} \quad (K - \Omega^2 M) \psi = 0$$

$$\{5.30\} \quad \Lambda = \begin{bmatrix} \Lambda_m & 0 \\ 0 & \Lambda_s \end{bmatrix} \quad a \quad V = [V_m \quad V_s]$$

: vybere se pouze V_m , složená z prvních několika v .

Postup je obdobný jako u typu kondenzace pomocí modální transformace. „Attachment“ uzly se volí v místech umístění okrajových podmínek, působících sil, atd.. U vahadla jsou to uzly uložení a kontakt s vačkou, místa napojení dalších hmot (ventl, miska, pružina ...).

b) „**constraint modes**“ – tyto tvary popisují statické tvary tělesa, kdy jednomu „attachment“ uzlu se předepíše v jednom směru jednotkový posun a ostatní „attachment“ uzly jsou ve všech směrech fixovány. Počet „constraint modů“ je tedy dán počtem stupňů volnosti všech „attachment“ uzlů.

$$\{5.31\} \quad KV = F$$

$$\begin{bmatrix} K_{vv} & K_{vc} \\ K_{cv} & K_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{vc} \\ E_{cc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{cc} \end{bmatrix}$$

E_{cc} značí jednotkový posuv vždy jednoho „attachment“ uzlu, F_{cc} poté vzniklé reakce. „Constraint modes“ jsou tedy:

$$\{5.32\} \quad V_c = \begin{bmatrix} V_{vc} \\ E_{cc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -K_{vv}^{-1} K_{vc} \\ E_{cc} \end{bmatrix}$$

K celé redukci systému dojde při transformaci původních zobecněných souřadnic do náhradních, transformační matice je přitom sestavena z obou skupin tvarů (V_m a V_c):

$$\{5.33\} \quad T = \begin{bmatrix} E & 0 \\ V_c & V_m \end{bmatrix}$$

$M \ddot{x}(t) + Kx(t) = f(t)$... systém o velkém počtu stupňů volnosti cca $1e^6$.

Původní systém o velkém počtu stupňů volnosti se zredukuje na systém o počtu odpovídající počtu vybraných vektorů („constraint“ a „normal modů“):

$$\{5.34\} \quad T^T M T \ddot{x}(t) + T^T K T x(t) = T^T f(t)$$

$M_R \ddot{x}(t) + K_R x(t) = T^T f(t)$... systém o malém počtu stupňů volnosti cca $1e^2$.

Z řešení dostaneme redukované matice tuhosti K_R a hmotnosti M_R . Poněvadž se pro transformaci nepoužily pouze M–ortonormalizované vlastní tvary, ale také statické tvary („constraint modes“), nejsou matice diagonální, ale pouze symetrické. Proto se pro oddělení jednotlivých vázaných rovnic provede ještě další modální analýza na redukovaném systému:

$$\{5.35\} \quad (K_R - \Omega^2 M_R) \phi = 0$$

Poté se provede transformace souřadnic maticí Φ , která je sestavená ze všech vlastních tvarů náhradního systému, které se MR – ortonormalizují.

$$\{5.36\} \quad \Phi^T M \Phi \ddot{u}(t) + \Phi^T K \Phi u(t) = \Phi^T (T^T f(t)) \quad ,$$

$$E \ddot{u}(t) + \Lambda_R u(t) = \Phi^T T^T f(t) \quad .$$

Po provedené redukci a výběru statických a dynamických tvarů a po provedené modální analýze redukovaného systému dostaneme náhradní systém rovnic o poměrně malém počtu stupňů volnosti, které nejsou navzájem provázané a jsou vhodné pro popis deformací tělesa v MBS softwaru. Podrobněji je tato redukce uvedena v [9].

Uvedený postup tvoří základ metody, která může být dále upravena například přidáním dalších tvarů: „inertia relief modes“ – průhyb tělesa je dán působením zrychlení, „centrifugal modes“ – průhyb je dán odstředivým zrychlením, atd. Velké možnosti v tomto směru nabízí FEM software Nastran, který je ovšem uživatelsky méně příjemný než např. Ansys nebo Abaqus.

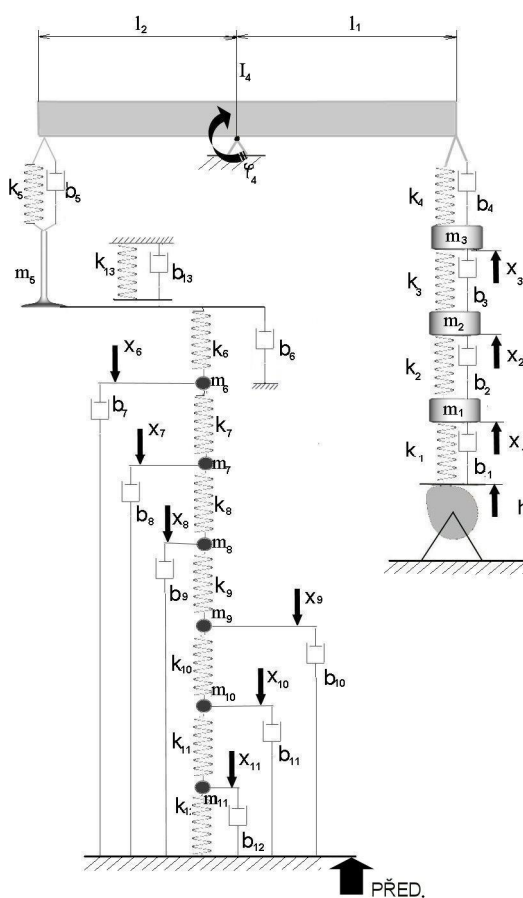
5.2 Dynamická analýza rozvodového mechanismu

Výpočtové vyšetřování dynamických vlastností rozvodového mechanismu pomocí jednohmotového modelu představuje nejjednodušší variantu výpočtové simulace. Shoda výpočtů s naměřenými průběhy zdvihu ventilu u jednohmotového modelu, naladěného na první vlastní frekvenci skutečného rozvodu, je však nedostatečná a takovéto řešení proto nelze vůbec doporučit - důvody jsou v podstatě následující:

- skutečný rozvodový mechanismus má zhruba tři dominantní vlastní frekvence, které by měly být v modelu zohledněny - jde o vlastní frekvence ventilové pružiny, soustavy rozvodového mechanismu vč. jeho uložení a torzní frekvence vačkového hřídele s pohonnými členy.
- skutečný rozvod je nelineární dynamickou soustavou, kterou silně zjednodušený popis lineárním modelem nemůže pro výpočtové modelování nahradit.

5.2.1 Simulace rozvodového mechanismu pomocí vícehmotového modelu

Dynamické vlastnosti rozvodového mechanismu je možné vyšetřovat pomocí vícehmotového modelu. Výpočtové řešení pomocí vícehmotového simulačního modelu je v této kapitole ukázáno na rozvodovém mechanismu typu OHV čtyřválcového zážehového motoru se zdvihovým objemem $1,4 \text{ dm}^3$ (výkon motoru $50 \text{ kW}/5000 \text{ 1/min}$) a výsledky jsou porovnány s dřívějšími poznatky u stejného typu rozvodového mechanismu. Pro náhradu celého rozvodového mechanismu byl počet hmot zvolen 11. Schéma náhrady ukazuje obr. 5.2 a jednotlivé hmoty potom představují:



Obr. 5.2: Schéma jedenáctihmotového modelu rozvodového mechanismu OHV

m1 - hmota odpovídající hmotnosti tělesa hydraulického zdvihátka

m2 - hmota odpovídající hmotnosti pístku hydraulického zdvihátka

m3 - hmota odpovídající hmotnosti zdvihací tyčky

I4 - moment setrvačnosti vahadla

m5 - hmota odpovídající ventilu

m6 – m11 - 6x hmota odpovídající hmotnosti jednotlivých činných závitů ventilové pružiny

k_1 – tuhost vačkového hřídele, dna zdvihátka
 k_2 – tuhost oleje ve vysokotlakém prostoru
 k_3 – tuhost zdvihací tyčky
 k_4 – tuhost vahadla na straně zdvihací tyčky
 k_5 – tuhost vahadla na straně ventilu a ventilu
 k_6 – tuhost ventilové misky
 k_7 – k_{12} – tuhost jednotlivých závitů ventilové pružiny
 k_{13} – tuhost mezi ventilem a sedlem

b_1 – tlumení příslušející olejovému filmu mezi vačkou a zdvihátkem
 b_2 – tlumení oleje ve vysokotlakém prostoru
 b_3 – tlumení příslušející mat. tlumení zdvihací tyčce
 b_4 – tlumení příslušející tření v uložení vahadla
 b_5 – tlumení příslušející tření v uložení vahadla
 b_6 – tlumení příslušející tření v uložení ventilu
 b_7 – b_{12} – tlumení příslušející pohybu jednotlivých závitů ventilové pružiny a olejové mlhy
 b_{13} – tlumení mezi ventilem a sedlem

U takto navrženého dynamického diskrétního modelu se provede uvolnění jednotlivých členů a sestaví se soustava lineárních diferenciálních rovnic bez zahrnutí nelineárního vlivu dosedu ventilu do sedla (tento člen vstoupí do výpočtu později).

$$m_1 \ddot{x}_1 - k_1(h - x_1) - b_1(\dot{h} - \dot{x}_1) + k_2(x_1 - x_2) + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad \{5.37\}$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_2(x_1 - x_2) - b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_3(x_2 - x_3) + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - k_3(x_2 - x_3) - b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_4(x_3 - \varphi_4 l_1) + b_4(\dot{x}_3 - \dot{\varphi}_4 l_1) = 0$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - k_4 l_1(x_3 - \varphi_4 l_1) - b_4 l_1(\dot{x}_3 - \dot{\varphi}_4 l_1) + k_5 l_2(\varphi_4 l_2 - x_5) + b_5 l_2(\dot{\varphi}_4 l_2 - \dot{x}_5) = 0$$

$$m_5 \ddot{x}_5 - k_5(\varphi_4 l_2 - x_5) - b_5(\dot{\varphi}_4 l_2 - \dot{x}_5) + k_6(x_5 - x_6) + b_6(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) = 0$$

$$m_6 \ddot{x}_6 - k_6(x_5 - x_6) + k_7(x_6 - x_7) + b_7(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) = 0$$

$$m_7 \ddot{x}_7 - k_7(x_6 - x_7) + k_8(x_7 - x_8) + b_8(\dot{x}_7 - \dot{x}_8) = 0$$

$$m_8 \ddot{x}_8 - k_8(x_7 - x_8) + k_9(x_8 - x_9) + b_9(\dot{x}_8 - \dot{x}_9) = 0$$

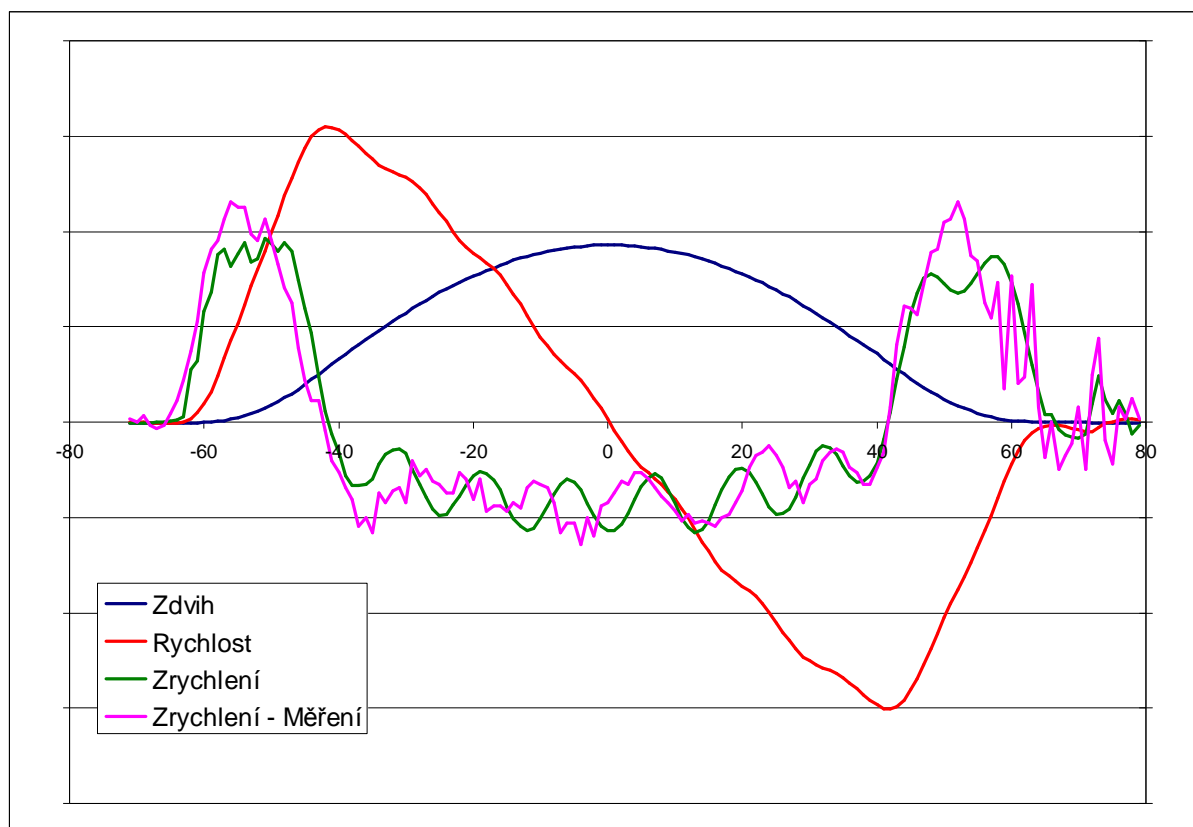
$$m_9 \ddot{x}_9 - k_9(x_8 - x_9) + k_{10}(x_9 - x_{10}) + b_{10}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10}) = 0$$

$$m_{10} \ddot{x}_{10} - k_{10}(x_9 - x_{10}) + k_{11}(x_{10} - x_{11}) + b_{11}(\dot{x}_{10} - \dot{x}_{11}) = 0$$

$$m_{11} \ddot{x}_{11} - k_{11}(x_{10} - x_{11}) + k_{12}(x_{11} - PRED) + b_{12}(\dot{x}_{11} - \dot{PRED}) = 0$$

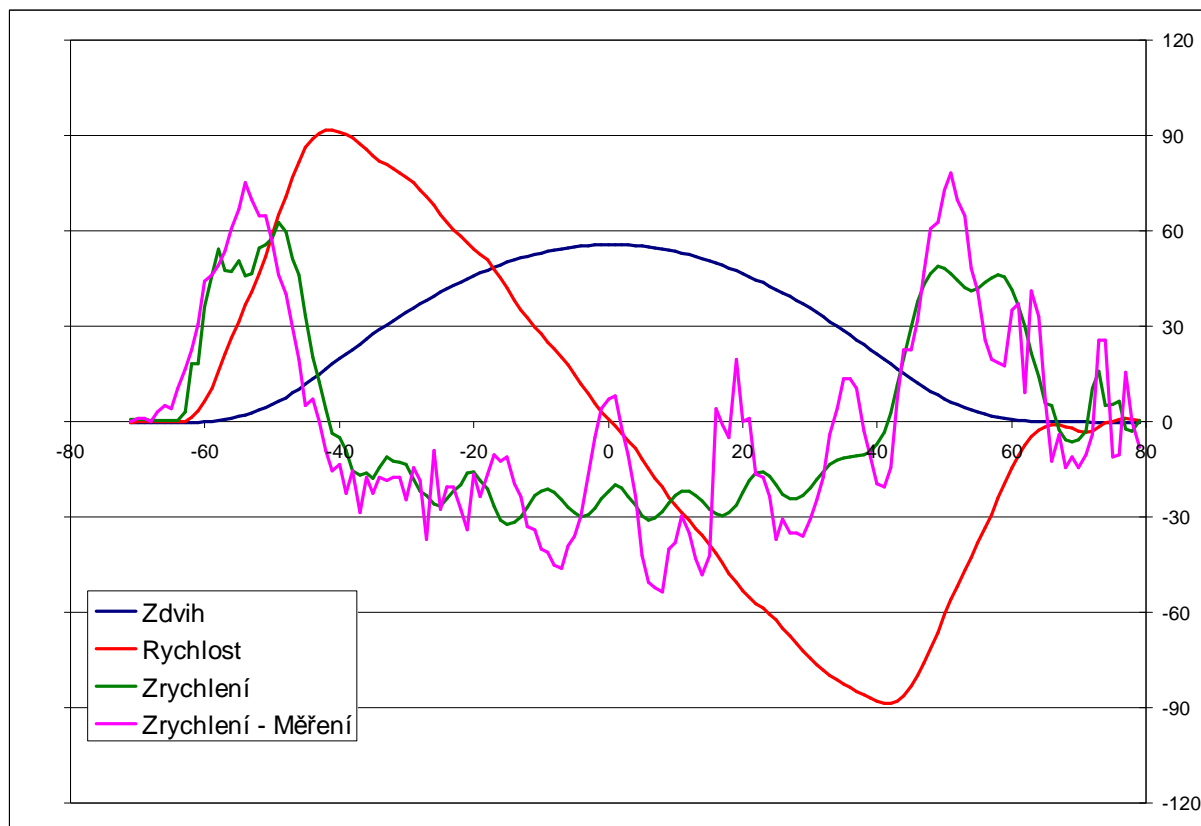
Řešení této soustavy lineárních diferenciálních rovnic se provede numericky v prostředí matematického softwaru FAMULUS. S výhodou se využívá již předprogramovaných knihoven umožňujících řešení soustav lineárních diferenciálních rovnic druhého řádu pomocí 4-krokové metody Runge-Kuta.

Vlastní výpočet začíná předpružením pružiny, která v matematickém modelu způsobí předpružení kompletního rozvodového mechanismu. U skutečného rozvodu je od pružiny předepnut pouze ventil a ostatní díly jsou předepnuty tlakem oleje prostřednictvím hydraulického vymežovacího členu (u rozvodu s mechanickým vymežováním vůle je síla mezi díly rozvodu nulová). Tato skutečnost je pro výpočet určitou komplikací. Předpokládá se proto, že síla od tlaku oleje při vymežování ventilové vůle je tak malá (cca. 50 N), že ji do výpočtu nezahrnujeme. Na druhé straně síla od ventilové pružiny začíná při náběhu vačky působit na jednotlivé díly rozvodu skokově: skoková změna přináší stabilitní problémy při výpočtu u lineárních modelů. Tento problém se dá vyřešit předepnutím systému (stav, kdy by ventil nedosel do sedla a ventilové pružina by předepla celý rozvodový mechanismus). Jelikož je tuhost ventilové pružiny ve srovnání s tuhostí ostatních dílů rozvodu významně nižší, nebude vliv na dynamické chování ventilového rozvodu nijak významný. Navíc tento vliv bude působit pouze na základní kružnici. Vlastní předepnutí je řešeno výpočtem okrajových podmínek (polohy jednotlivých hmotných bodů): to znamená, že vačka začíná působit na ustálený dynamický systém. Vyšetřování dynamických vlastností rozvodového mechanismu je rozšířené o podmínku, která umožňuje simulaci dosednutí ventilu do sedla. Průběh kinematických veličin a jejich porovnání s naměřeným průběhem (viz. kapitola 6) zrychlení pro dané otáčky, pro který je model laděn, je zobrazen na obr. 5.3.



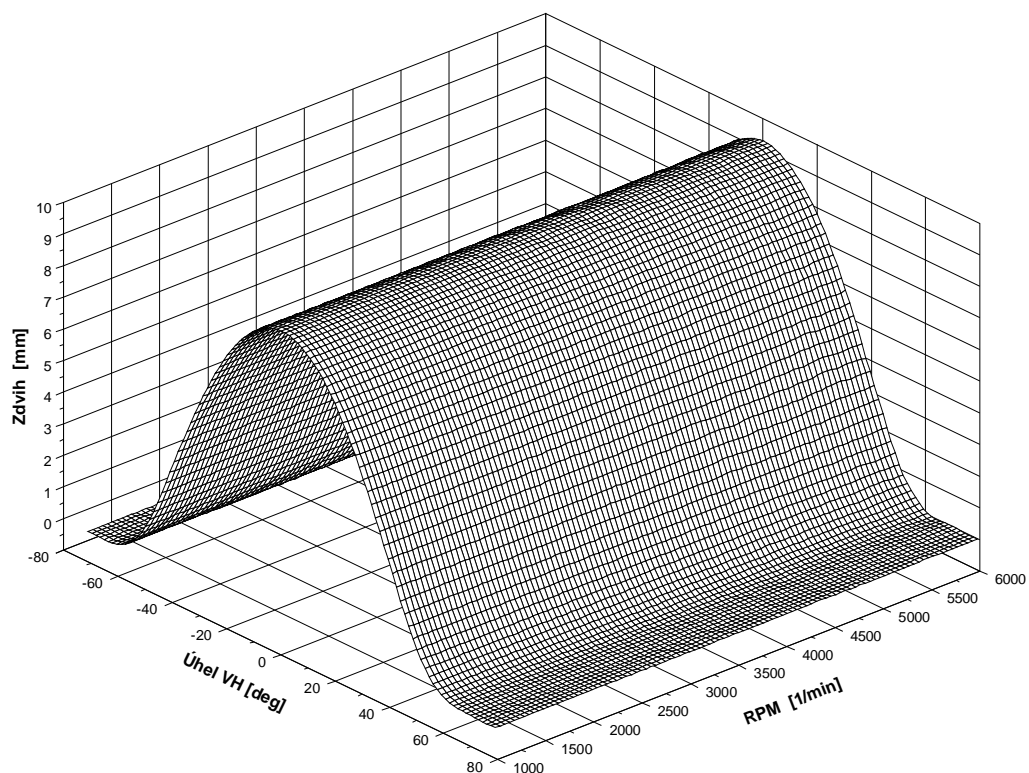
Obr. 5.3: Porovnání vypočítaného průběhu zrychlení ventilu s naměřeným

Bohužel tento výsledky tohoto modelu pro jiné otáčky porovnané s měřením již takovou shodu nevykazují (viz. obr. 5.4).

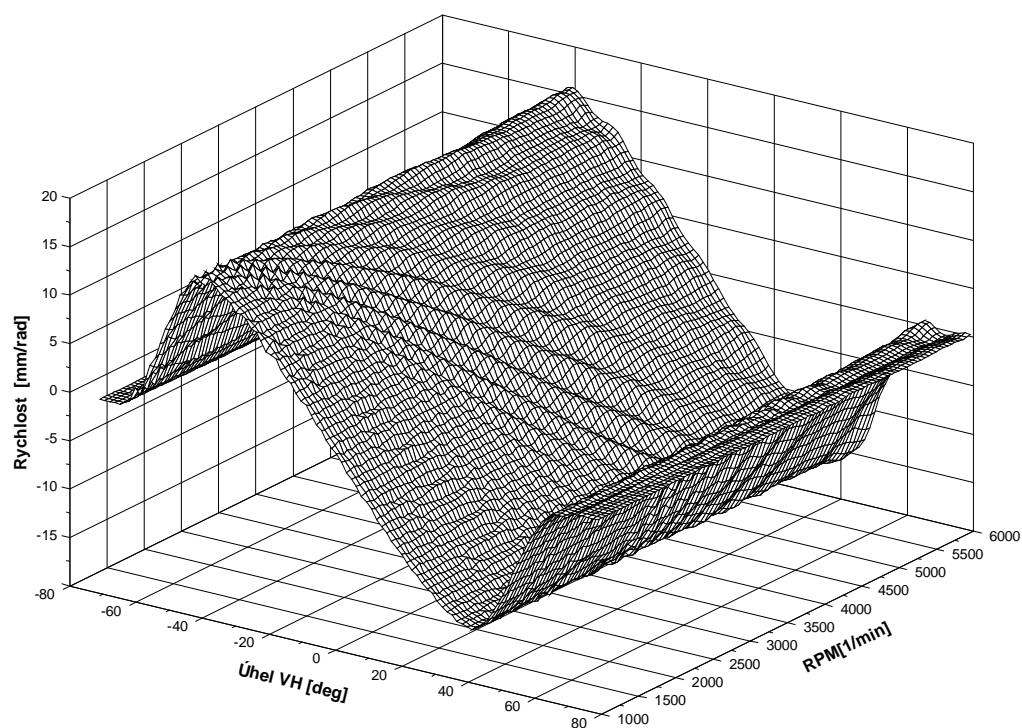


Obr. 5.4: Porovnání vypočítaného průběhu zrychlení ventilu s naměřeným

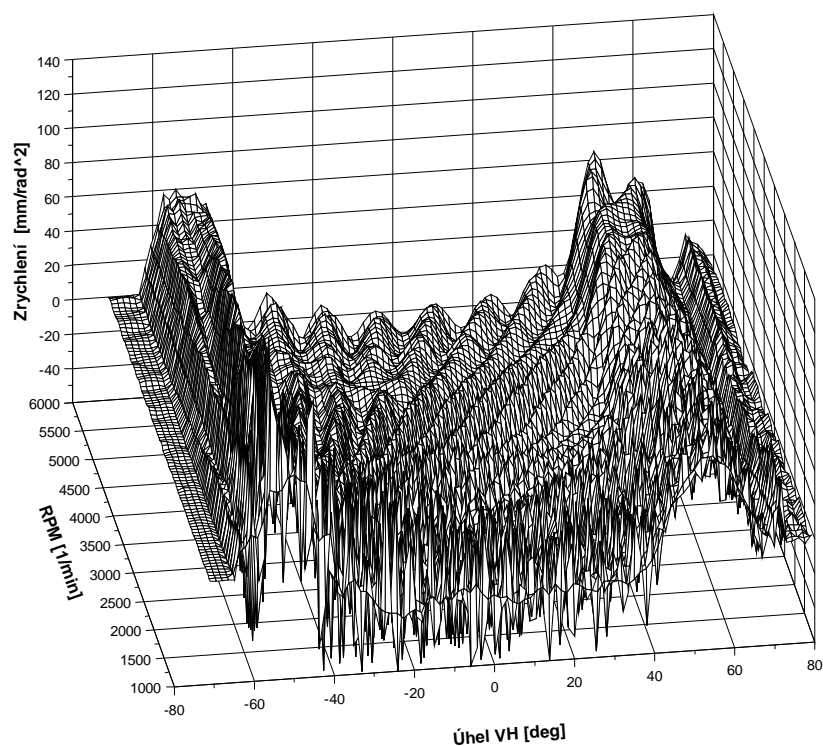
Výsledky provedených simulačních výpočtů v závislosti na otáčkách motoru (1000 – 6000 s krokem 100 1/min) ukazují obr. 5.5 až 5.8. Zde již nebylo provedeno porovnání s naměřenými průběhy, neboť by to ve 3D-grafech bylo velice nepřehledné. Výhodou těchto zobrazení je možnost rychlého nalezení problematických otáček, při kterých nebo od kterých je nutno rozvodový mechanismus začít optimalizovat. Na obr. 5.7 je zobrazen průběh zrychlení ventilu. Z tohoto prostorového zobrazení je možné se všimnout dominantní frekvence, která odpovídá 1. vlastní frekvenci rozvodového mechanismu. Bohužel u skutečných rozvodů může docházet ve vyšších otáčkách ke ztrátě kontaktu, což je skutečnost, která nemůže být popsána tímto typem matematického modelu.



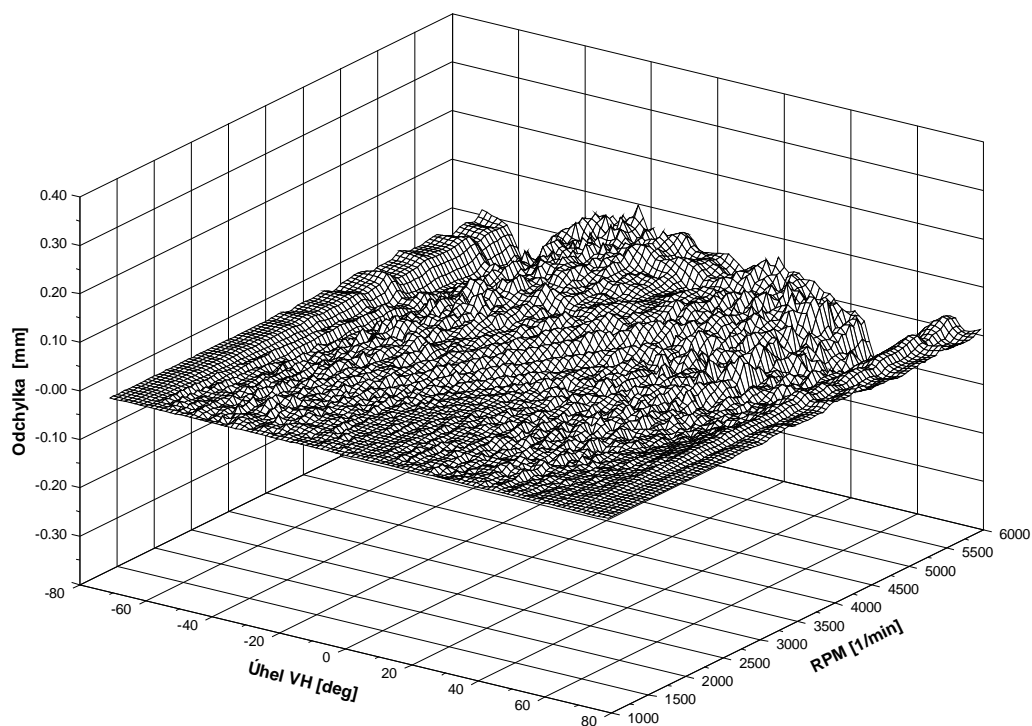
Obr. 5.5: Průběh zdvihu ventilu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.6: Průběh rychlosti ventilu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.7: Průběh zrychlení ventilu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.8: Průběh odchylky zdvihu ventilu získaného výpočtem od teoretické křivky v závislosti na otáčkách motoru

Tento způsob modelování ventilového rozvodu má pouze výhodu v krátkém výpočetním čase. Jinak jeho možnosti popisu dynamických vlastností rozvodového mechanismu jsou v dnešní době prakticky nedostačující. Chybí zde možnost studovat možné ztráty kontaktu, či podrobně studovat fázi dopadu ventilu do sedla. Navíc konkrétně u tohoto rozvodového mechanismu v jeho dynamických vlastnostech hraje významnou roli ohybová tuhost zdvihací tyčky nebo nelineární tuhost ventilové pružiny (vliv dosedajících závitů na sebe) a to v tomto modelu zahrnuto nebylo. Rozšíření matematického modelu o možnosti popsat tyto jevy, vede k modelu významně složitějšímu, který není jednoduché dostupnými programovacími prostředky popsat. V dnešní době, kdy trh nabízí speciální výpočetní softwary, které tyto funkce nabízejí, by to bylo i zbytečné.

5.2.2 Simulace rozvodu OHV pomocí FEM

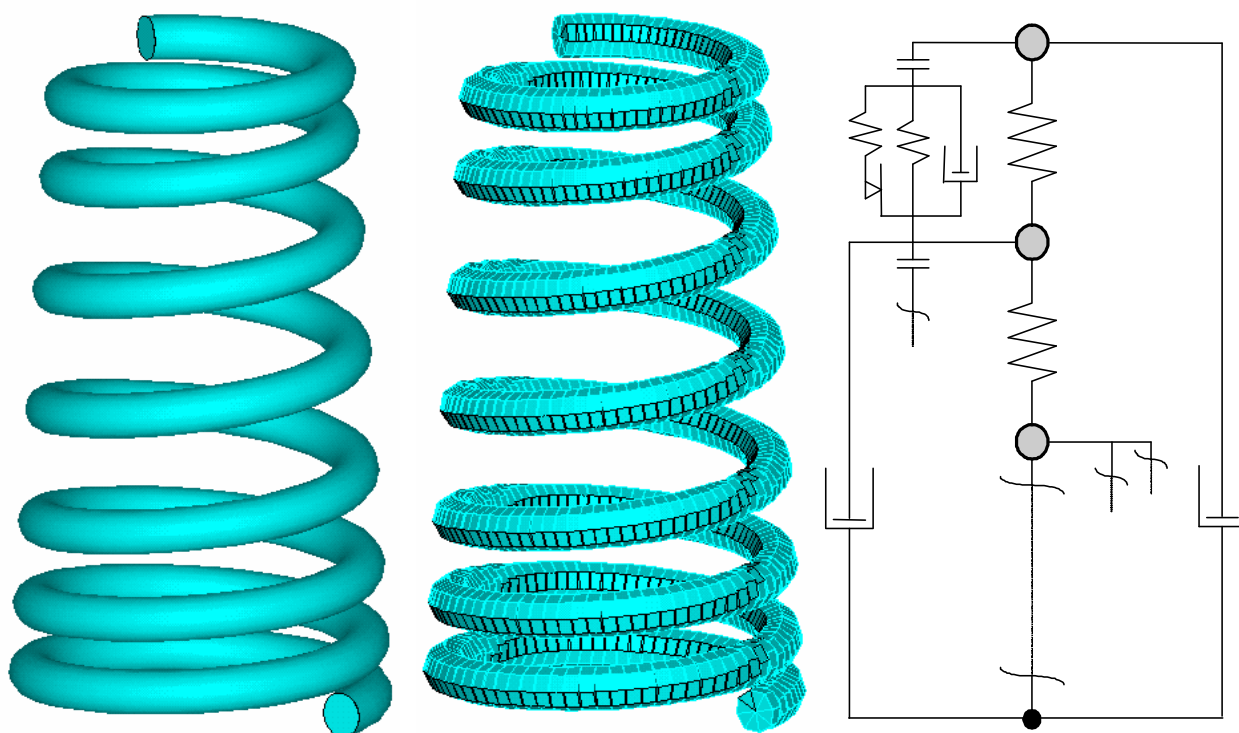
Protože vícehmotový model, použitý k popisu dynamických jevů ventilového rozvodu, neposkytuje kvantitativně ani kvalitativně uspokojivé výsledky, byla provedena analýza možných příčin a byly zvažovány možnosti vhodnějšího modelového popisu rozvodového mechanismu. Aby se u rozvodu OHV rychloběžného motoru (rozvody s nižší vlastní frekvencí ve srovnání s rozvody OHC) zpřesnil popis chování rozvodového mechanismu, je nutné se zaměřit na detailní (komplexní) popis ventilové pružiny a dalších dílů, které mají významný vliv na dynamické chování ventilového rozvodu (dalším významným dílem u rozvodu OHV je zdvihací tyčka): popis všech významných součástí ventilového rozvodu je přitom potřeba co možná nejméně redukovat. Kriteria pro přesný matematický model lze shrnout do 4 hlavních zásad:

- model musí obsahovat statické a dynamické vlastnosti skutečné pružiny a jejich průběhy musí u modelu odpovídat skutečně naměřeným parametrům pružiny.
- u dílů, které významně ovlivňují svými statickými a dynamickými vlastnostmi celkové chování rozvodu, je zapotřebí zvážit vhodný způsob modelového popisu.
- model musí obsahovat takové vazby mezi jednotlivými členy (díly), aby bylo možné simulovat ztrátu kontaktu.
- modální vlastnosti modelu musí být stejné, jako u skutečného mechanismu.

Stanovená kritéria je možné splnit s modelem ventilového rozvodu postaveného na bázi FEM. Komerční FEM softwary nabízejí prvky, pomocí kterých lze postavit model rozvodového mechanismu podle uvedených kritérií a pomocí tzv. transientních řešičů se potom provede výpočetní simulace. V dostupné odborné literatuře a ani mezi odbornou veřejností nebyly nalezeny relevantní informace o tom, že by byl v prostředí FEM model rozvodu OHV navržen a analyzován: dále uváděné řešení je proto postaveno na vlastních zkušenostech, intuici a znalostech práce v oblasti výpočtového modelování. Pro simulační výpočty byl zvolen software ANSYS revision 5.3, který splňoval požadovaná kritéria a navíc byl k dispozici.

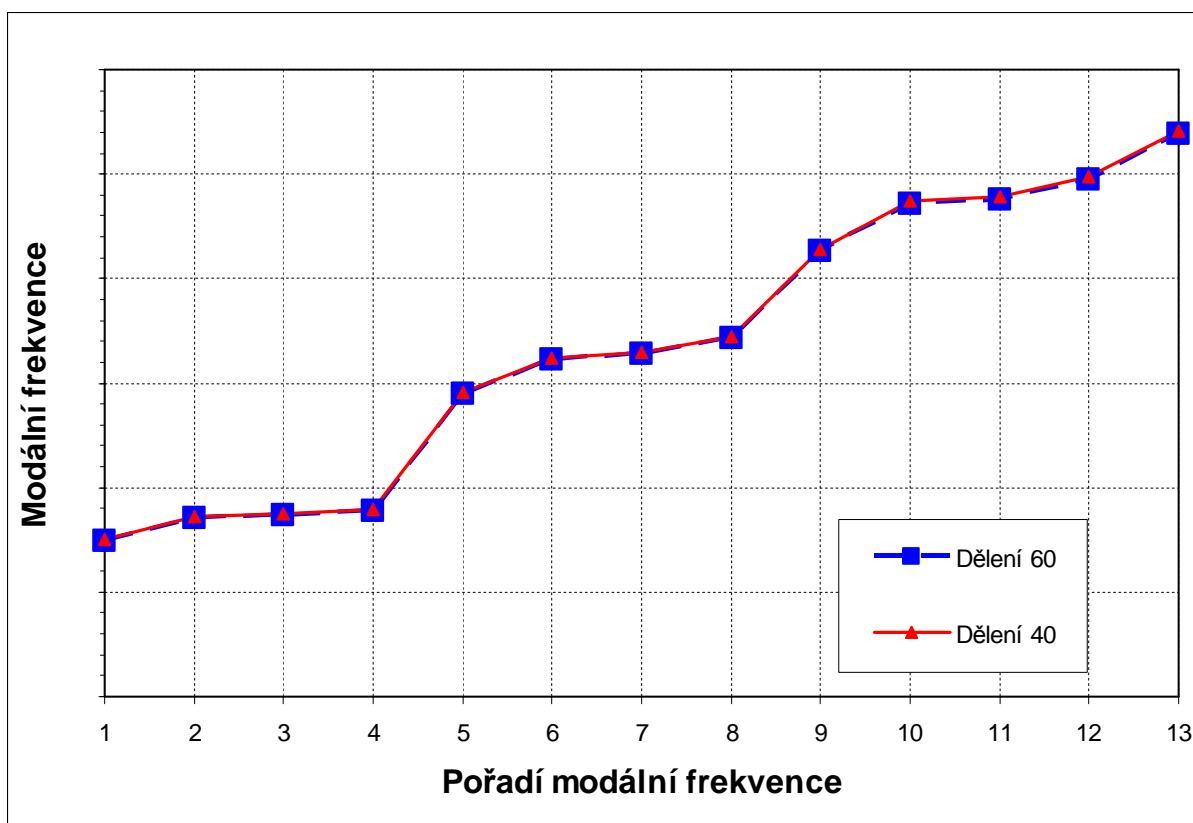
5.2.2.1 Model ventilové pružiny

Ventilová pružina svými vlastnostmi ovlivňuje významně dynamické chování ventilového rozvodu a tak jí byla při analýzách věnována mimořádná pozornost. Nejprve byl postaven objemový FEM model a ten byl podroben bližšímu zkoumání. Ukázalo se, že takový model ventilové pružiny se svými vlastnostmi nejvíce přibližoval pružině skutečné. Byl popsán jako nelineární, tzn. měl definovány vazby mezi jednotlivými závity a sloužil ke stanovení statických a dynamických vlastností objemového modelu nelineární ventilové pružiny, které byly později využity jako porovnávací veličiny u jednodušších modelů. Objemový model z důvodů velkého počtu stupňů volnosti ale nebylo možné ani při současném výkonu výpočetních stanic použít do celkového modelu rozvodu - navíc se u takového modelu velice komplikovaně realizoval kontakt mezi jednotlivými závity. Proto byla zkoumána náhrada objemového modelu modelem složeným z nosíkových elementů. Tento model vykazoval ve srovnání s modelem objemovým významně menší počet stupňů volnosti a zároveň umožňoval velice jednodušeji realizovat kontaktní vazby mezi jednotlivými závity. Posledním zkoumaným typem matematického modelu ventilové pružiny byl model složený s hmotných bodů a nehmotných pružinek a tlumičů. Z hlediska počtů stupňů volnosti se jevil tento model jako nejvhodnější pro zakomponování do celkového modelu rozvodu a velice jednoduše u něj také daly realizovat kontaktní vazby mezi jednotlivými závity. Cílem těchto analýz bylo nalezení vhodného typu modelu ventilové pružiny tak, aby jeho dynamické vlastnosti se co možná nejvíce blížily pružině skutečné a zároveň se výpočetní čas připravovaných analýz pohyboval v rozumných mírách.



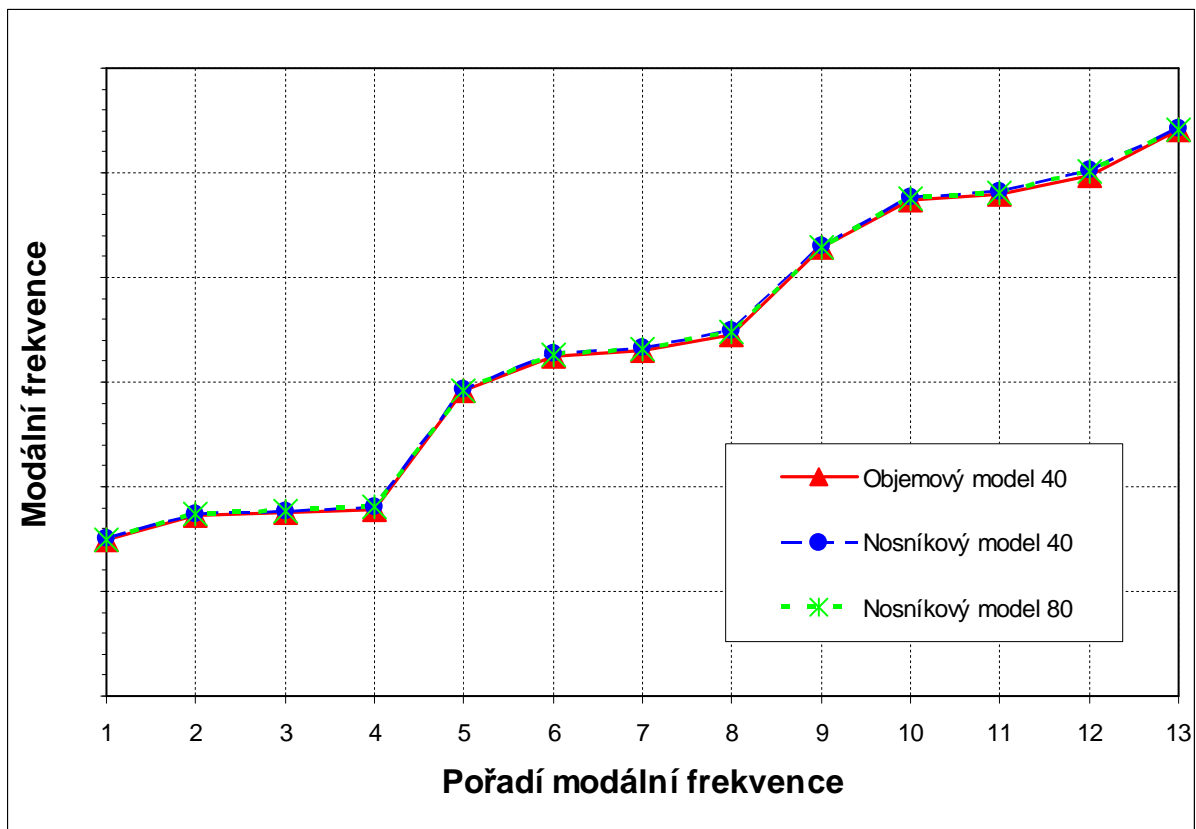
Obr. 5.9: Princip tvorby matematických modelů ventilové pružiny (zleva CAD model, objemový FEM model, model složený z hmotných bodů, pružin a tlumičů)

Vlastní práce začaly zkoumáním objemového modelu. Tam byl nejprve zkoumán vliv hustoty sítě na modální vlastnosti volné pružiny. Hustota dělení byla zvolena na hodnotu 40 resp. 60 elementů na závit. Přes průměr drátu bylo použito 4 elementy a toto dělení bylo pro obě varianty stejné. Z obr. 5.10 je patrné, že zvolená hodnota dělení 40 elementů na závit je dostatečná, neboť jejím zvýšením se již hodnota vlastních frekvencí ve zkoumaném frekvenčním pásmu nemění. Nižší hodnota dělení zkoumána nebyla, protože vedla již k deformovaným elementům, které by ovlivňovaly výsledek.



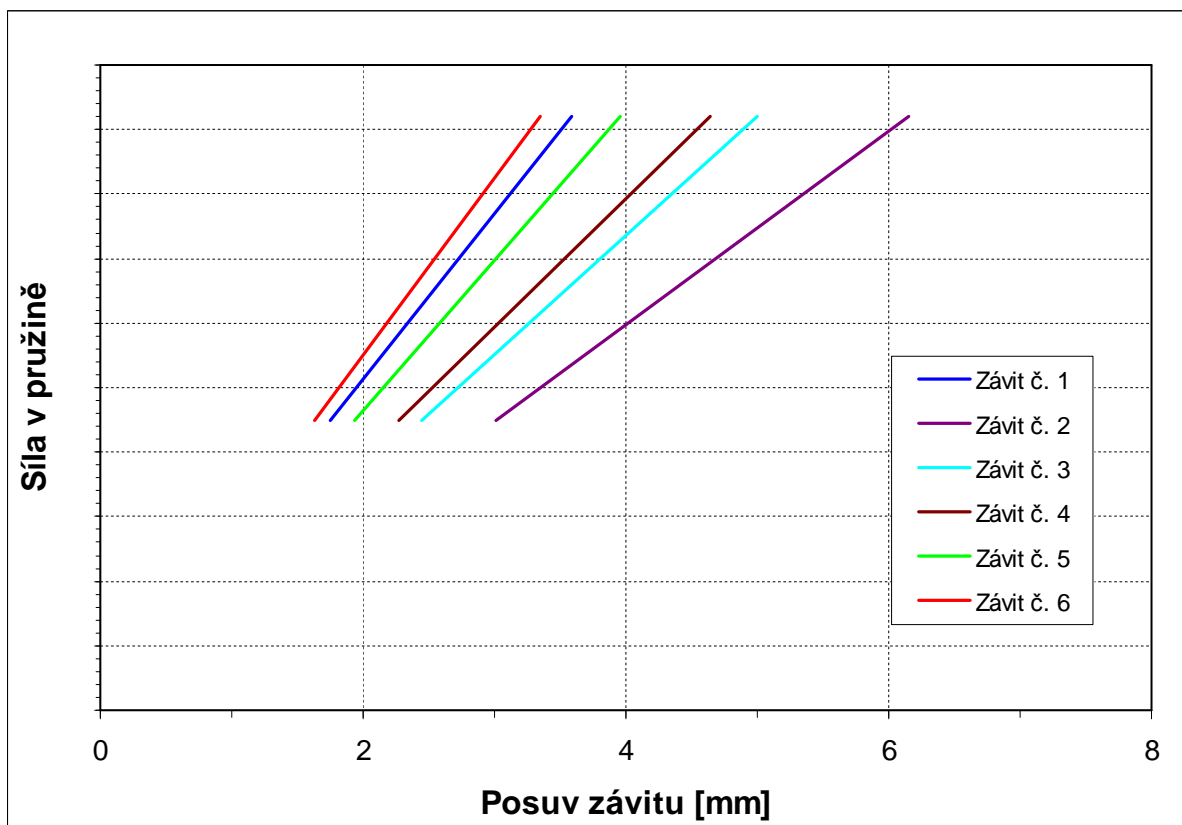
Obr. 5.10: Vliv hustoty sítě objemového modelu ventilové pružiny na vlastní frekvence

V dalším kroku byl vytvořen model ventilové pružiny z nosníkových elementů. I u tohoto byly zkoumány vlivy hustoty sítě na vlastní frekvence volného tělesa. Jako základní dělení bylo zvoleno 40 elementů na závit a jako alternativa poté 80 elementů na závit. Hodnota 80 byla zvolena jednoduše jako dvojnásobek základního dělení, neboť u nosníkového modelu došlo k výraznému poklesu stupňů volnosti. Na obr. 5.11 je zobrazeno porovnání vlastních frekvencí objemového modelu ventilové pružiny s dělením 40 elementů na závit a modelů složených z nosníkových elementů s počtem dělení 40 a 80 elementů na závit. Z uvedeného grafu je patrné, že modální vlastnosti ventilové pružiny je možné popsat pomocí modelu s nosníkovými elementy s hustotou dělení 40 elementů na závit. Rozdíl v hodnotách vlastních frekvencí se pohybuje do 1%. Dále pak nebyl objemový model ventilové pružiny použit k dalším analýzám. Důvodem byla jeho velikost a ne zrovna jednoduchá možnost popisu kontaktních vazeb mezi jednotlivými závit.



Obr. 5.11: Vliv hustoty sítě a použitého typu elementu modelu ventilové pružiny na vlastní frekvence

Další možné snížení počtu volnosti modelu ventilové pružiny je možné použitím hmotných bodů a nehmotných pružinek a v transienčních modelech i nehmotných tlumičů. Pro postavení tohoto modelu je nutné nejprve určit tuhosti a hmotnosti jednotlivých závitů. Doposud to nebylo nutné, neboť se vycházelo ze skutečné geometrie ventilové pružiny. Pro samotné určení tuhostí jednotlivých závitů se s výhodou využily předchozí nosníkové modely. Nosníkové modely byly zvoleny pouze z důvodu jednoduchého postprocessingu, jinak bylo samozřejmě možné použít i modely objemové. U těchto modelů byla jednoduchou statickou analýzou stlačení ventilové pružiny určena tuhost jednotlivých závitů (viz. obr. 5.12). Ty byly poté virtuálně zváženy a tím byly i určeny hmotnosti hmotných bodů reprezentující jednotlivé závity. Zde je nutné podotknout, že tuhosti jednotlivých závitů se od sebe dosti liší. Tento fakt je způsoben různým stoupáním a průměrem závitů ventilové pružiny kuželového typu.

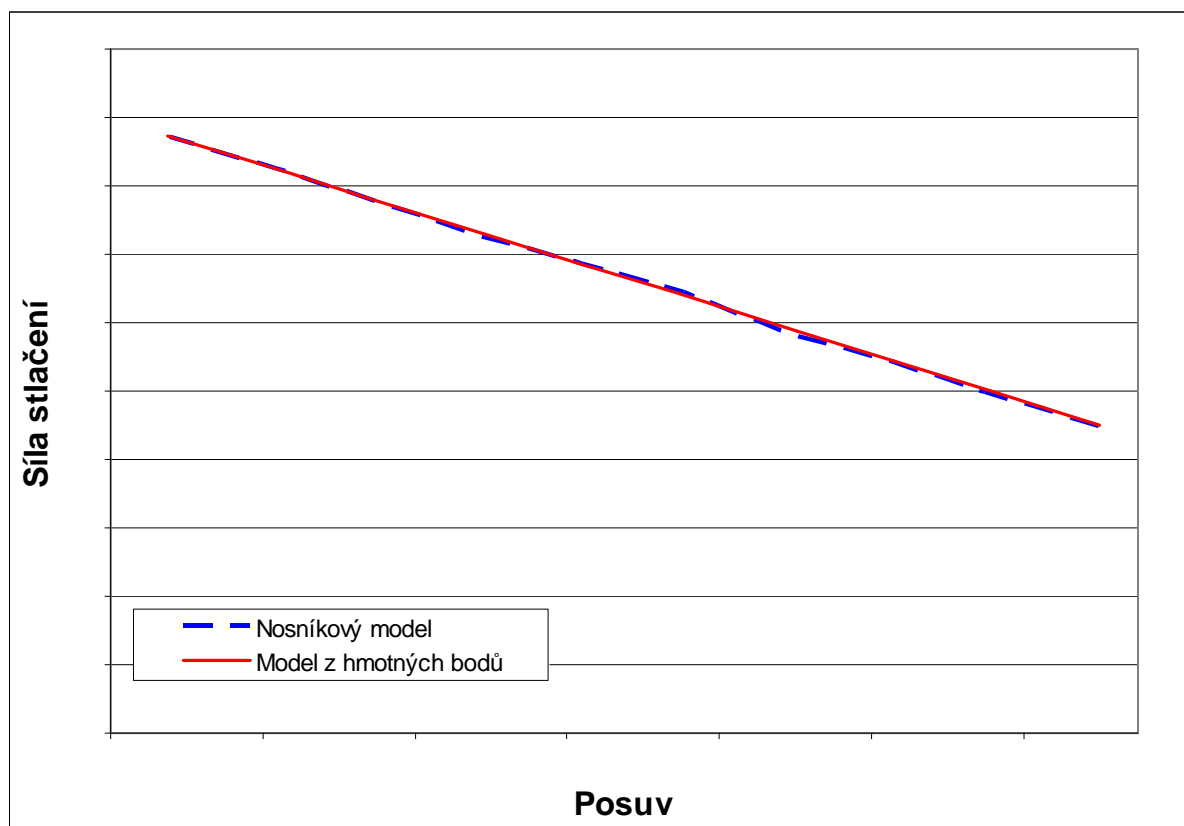


Obr. 5.12: Zobrazení tuhostí jednotlivých závitů ventilové pružiny kuželového typu

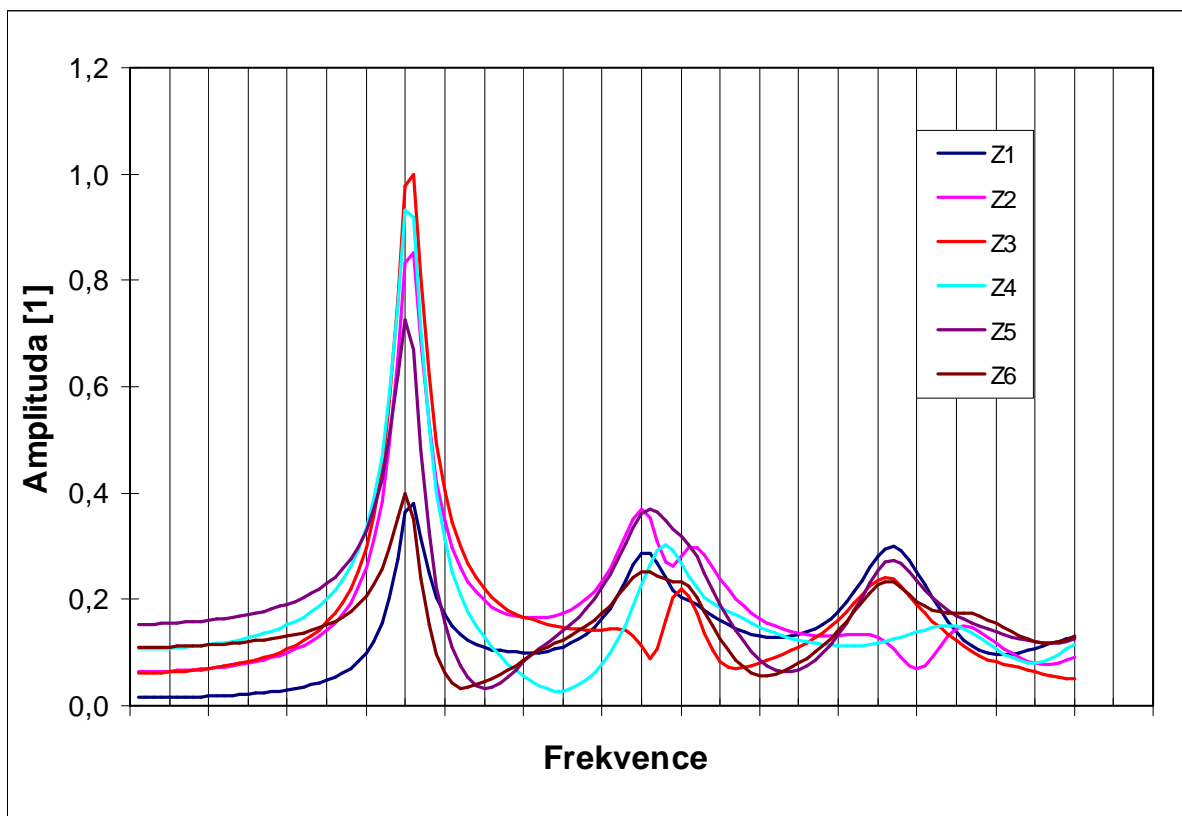
Provedená diskretizace je příliš velká. Zde se totiž redukuje model ze 3D do 1D. U takto definovaného modelu ventilové pružiny není problém se statickou charakteristikou, ale dynamické vlastnosti se budou od skutečnosti dosti lišit. Proto je nutné provést korekci pro naladění modálních vlastností. Ta se běžně provádí vynásobením jednotlivých hmotností tzv. korekčním faktorem. Korekcí hmotnostních parametrů se neovlivní statická charakteristika. Porovnání statických charakteristik nosníkového modelu ventilové pružiny a modelu složeného z hmotných bodů je zobrazeno na obr. 5.13. Zanedbatelné odchylky v průběhu statické charakteristiky jsou způsobeny zaokrouhlováním hodnot výsledků posuvů z nosníkového modelu.

Dalším krokem bylo u těchto modelů porovnání jejich frekvenčních charakteristik. U obou modelů byla zkoumána frekvenční oblast od 0 do 1000 Hz s amplitudou buzení 0,1 mm. Tato hodnota byla zvolena úmyslně nízká z důvodu nevybuzení velkých amplitud středních závitů, které by mohli dosáhnout kontaktu a tudíž systém přeladit. Tato analýza vyžadovala definovat kontaktní vazby mezi jednotlivými závity a zadat tlumení. Tlumení u nosníkového modelu bylo zadáno jako proporcionální ve velikosti 5% a u modelu s hmotnými body bylo měněno tak, aby výsledné amplitudy v rezonančních oblastech odpovídaly modelu nosníkovému. Při vlastní analýze byly nejprve oba modely ventilových pružin předepjaty na tzv. zástavbovou délku a poté byla spuštěna frekvenční analýza. Výsledky těchto analýz je možné vidět na obr. 5.14 a 5.15. Vizuálním porovnáním obou variant je možno konstatovat v celku dobrou shodu mezi modely. Existující odchylky patrné především v „pořadí“ odezev

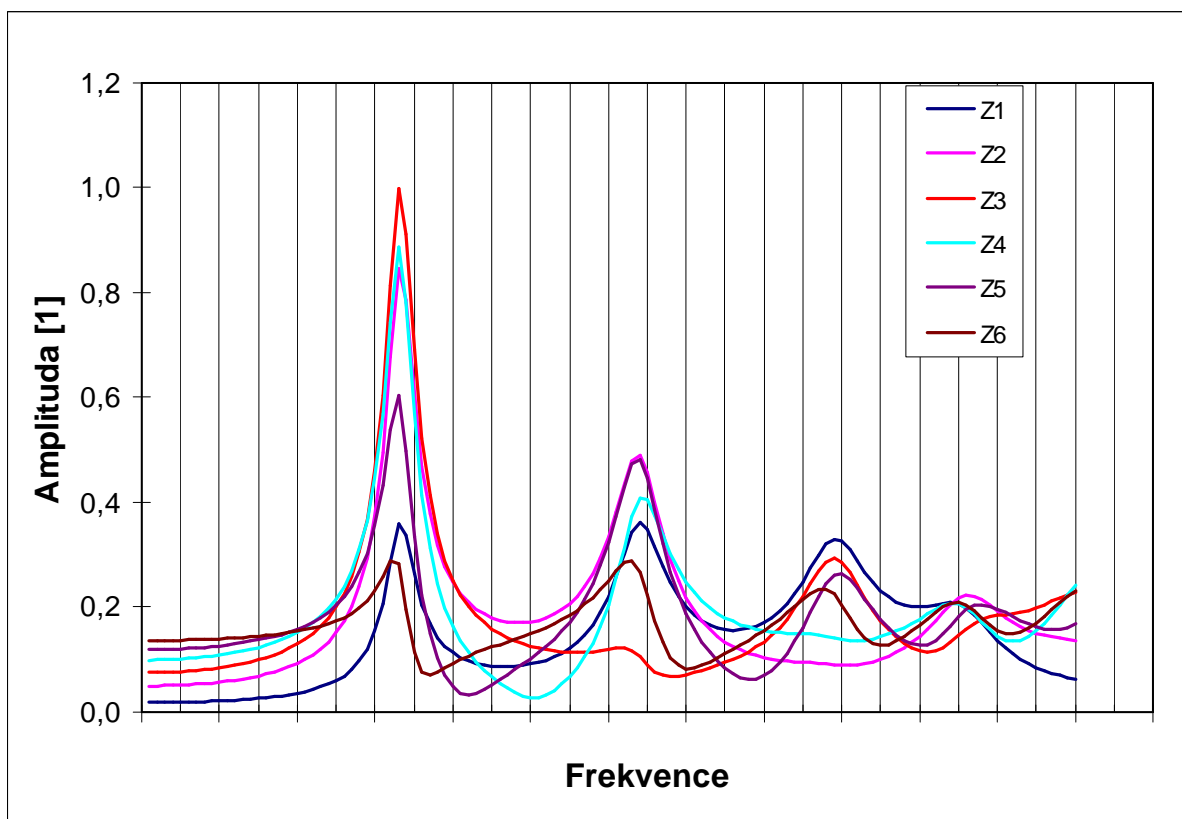
jednotlivých hmot reprezentujících jednotlivé závity ventilové pružiny u modelu složeného z hmotných bodů, jsou důsledkem nutně odlišných okrajových podmínek, které jsou přisouzeny zkoumaným modelům kontinua pružiny.



Obr. 5.13: Porovnání statických charakteristik nosníkového modelu ventilové pružiny kuželového typu a modelu složeného z hmotných bodů

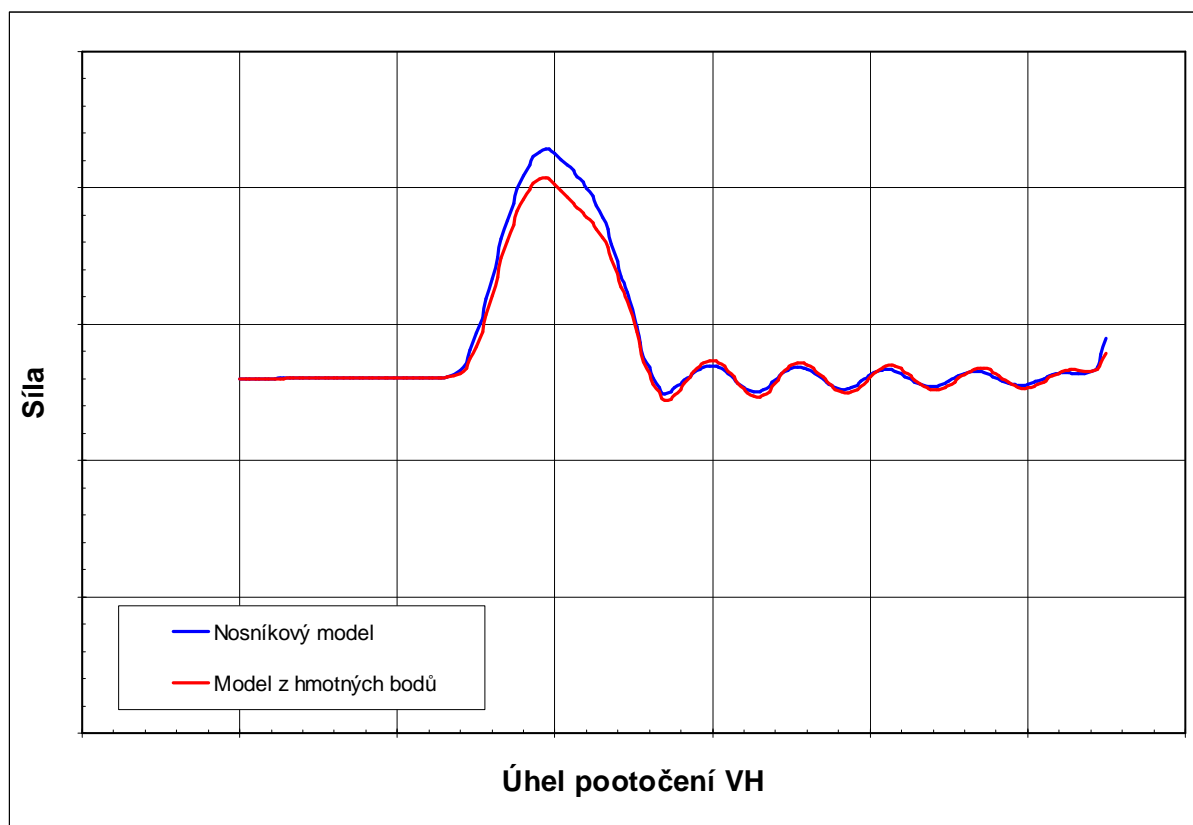


Obr. 5.14: Normovaná amplitudová charakteristika nosníkového modelu ventilové pružiny pro závitů 1 až 6



Obr. 5.15: Normovaná amplitudová charakteristika modelu ventilové pružiny složeného z hmotných bodů pro závitů 1 až 6

Dále byly oba modely podrobeny testováním tzv. transientní analýzou (obr. 5.16). Buzení v závislosti na čase bylo provedeno skutečným průběhem zdvihu ventilu při konkrétních otáčkách vačkového hřídele. Oba modely se zkoumaly v oblasti zdvihové charakteristiky ventilu a v oblasti základní kružnice vačky (oblast, kdy je zdvih ventilu roven 0 a na model žádné buzení nepůsobí). Jelikož byl model ventilové pružiny složený z hmotných bodů uměle korigován pro naladění modálních vlastností, je shoda obou modelů v oblasti základní kružnice vačky téměř dokonalá. Ovšem v oblasti maxima zdvihu ventilu byl rozdíl v průbězích cca. 6%. Tento rozdíl je vysvětlován rozdílným rozložením setrvačných hmot po obvodu závitů a nemožností popsat ohybovou tuhost ventilové pružiny u obou modelů, neboť statická charakteristika nevykazovala významné odchylky.

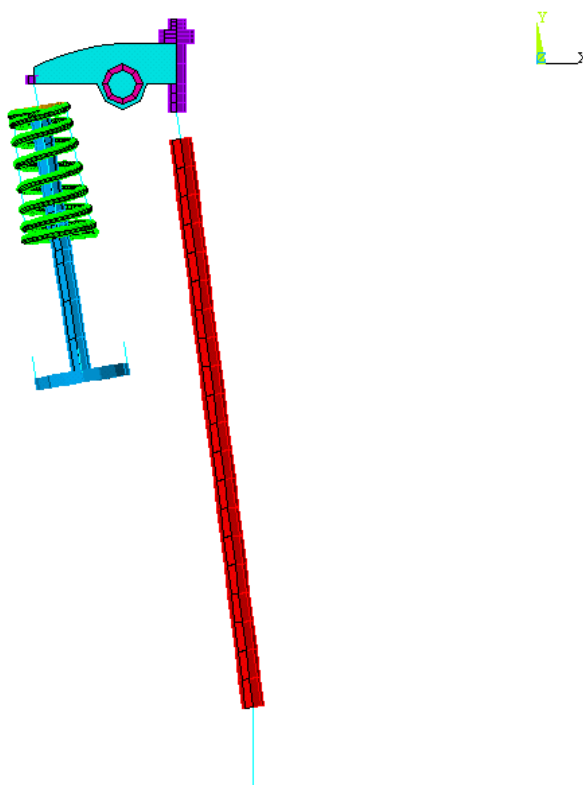


Obr. 5.16: Průběh síly pod ventilovou pružinou při kinematickém buzení průběhem zdvihu ventilu

Analýzou možných modelů ventilových pružin je možné konstatovat, že pravděpodobně nejpřesnější model pro popis ventilové pružiny bude model objemový. Tento model bohužel z důvodu velkého počtu stupňů volnosti není možné pro řešení přímou integrací použít. Navíc je zde také velice problematický popis kontaktních vazeb. Jako ideální řešení se jeví model s nosníkovými prvky. Počet stupňů volnosti je významně snížen na úroveň použití přímé integrační metody a kontaktní vazby je možno bez problémů definovat. Model ventilové pružiny složený z hmotných bodů vykazuje vcelku uspokojivé dynamické vlastnosti, další redukce počtu stupňů volnosti, ale relativně vysokou pracnost při jeho sestavení a následném naladění. Z těchto důvodů byl pro sestavení celkového dynamického modelu rozvodového mechanismu model ventilové pružiny složený z nosníkových elementů.

5.2.2.2 Model ventilového rozvodu OHV modelovaný v FEM

Model rozvodu OHV byl vytvořen ve výpočetním systému ANSYS 5.3 resp. 5.4 jako parametrický, aby umožnil popis všech možných variant prostorového uspořádání ventilového rozvodu motoru Škoda Auto 1,4 dm³ a bylo tak možné simulovat vliv jednotlivých dílů na celkové chování rozvodového mechanismu. V této práci budou prezentovány výsledky pouze jednoho typu. Geometrie modelu je patrná z obr. 5.17.



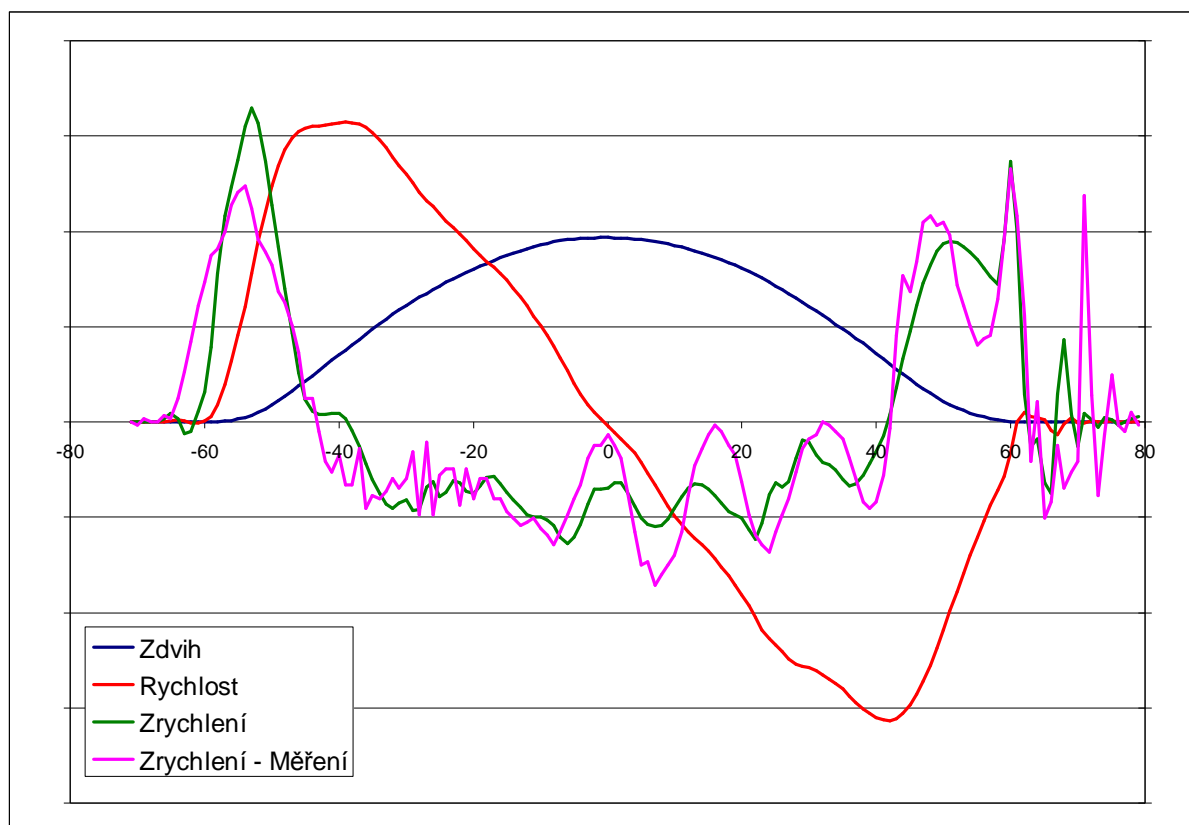
Obr. 5.17: FEM model rozvodového mechanismu OHV motoru Škoda 1.4l 50 kW

Takto postavený model rozvodového mechanismu OHV byl složen z prvků:

SHELL63	vahadlo, miska a talíř ventilu,
PIPE16	tyčové části kruhového průřezu (dřík ventilu, zdvihací tyčka, ventilová pružina, vačkový hřídel),
COMBIN40	kontaktních vazeb mezi tělesy ,
MASS21	redukované hmoty (píst a válec HVA elementu apod.),
COMBIN14	alternativně pro kontaktní vazby mezi čepem vahadla, vačkovou hřídelí a rámem, ventilová pružina bez dorazů mezi závity,
CONTAC52	pro kontaktní vazby mezi čepem vahadla, vačkovou hřídelí a rámem, ventilová pružina bez dorazů mezi závity.

Před vlastní stavbou celkového rozvodového mechanismu předcházely práce na analýzách jednotlivých dílů rozvodu. Byly provedeny analýzy hmotnosti, statické tuhosti a modální (vlastní frekvence vahadla je cca 7 100 Hz, ventilu cca 2 500 Hz, zdvihací tyčky cca 600 Hz, ventilové pružiny (viz. předchozí kapitola)) s cílem zachovat si tyto vlastnosti i u zjednodušeného modelu celkového mechanismu. Dále pak pro popis tuhosti uložení vahadla byla provedena statická analýza kozlíků vahadel v hlavě válců s cílem definovat tuhost v uložení vahadla. Jelikož ze jedná o rutinní záležitosti, tak kompletní výsledky těchto analýz zde nejsou uvedeny.

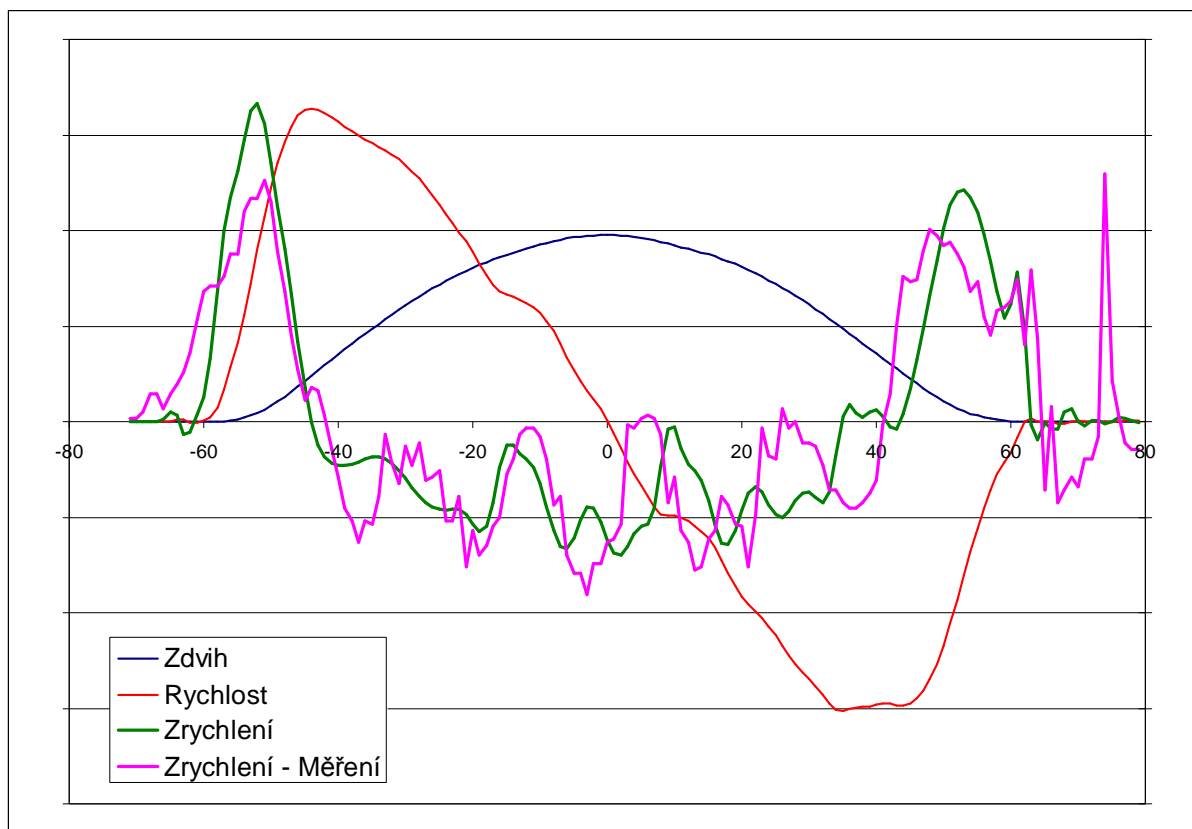
Konstrukce rozvodového mechanismu pro uvedený typ motoru je navržena pro celkový úhel otevření ventilu 262 °KH (sací ventil), resp. 262 °KH (výfukový ventil), maximální zdvihy sacího a výfukového ventilu jsou stejné, 9,3 mm. Dynamické vlastnosti mechanismu byly vyšetřovány ve stejném rozsahu provozních otáček motoru jako u 1000 1/min až 6000 1/min. Naladění modelu je možno posoudit na obr. 5.18. Na první pohled je zřejmé velice dobré frekvenční naladění modelu. Bohužel v sebehovové fázi má naměřený průběh zrychlení vyšší amplitudy než průběh zrychlení získaný z matematického modelu. Za normálních okolností kmity v této fázi bývají zatlumeny. Za povšimnutí stojí také velice přesné naladění modelu v oblasti dopadu ventilu do sedla.



Obr.5.18: Porovnání vypočítaného průběhu zrychlení ventilu s naměřeným

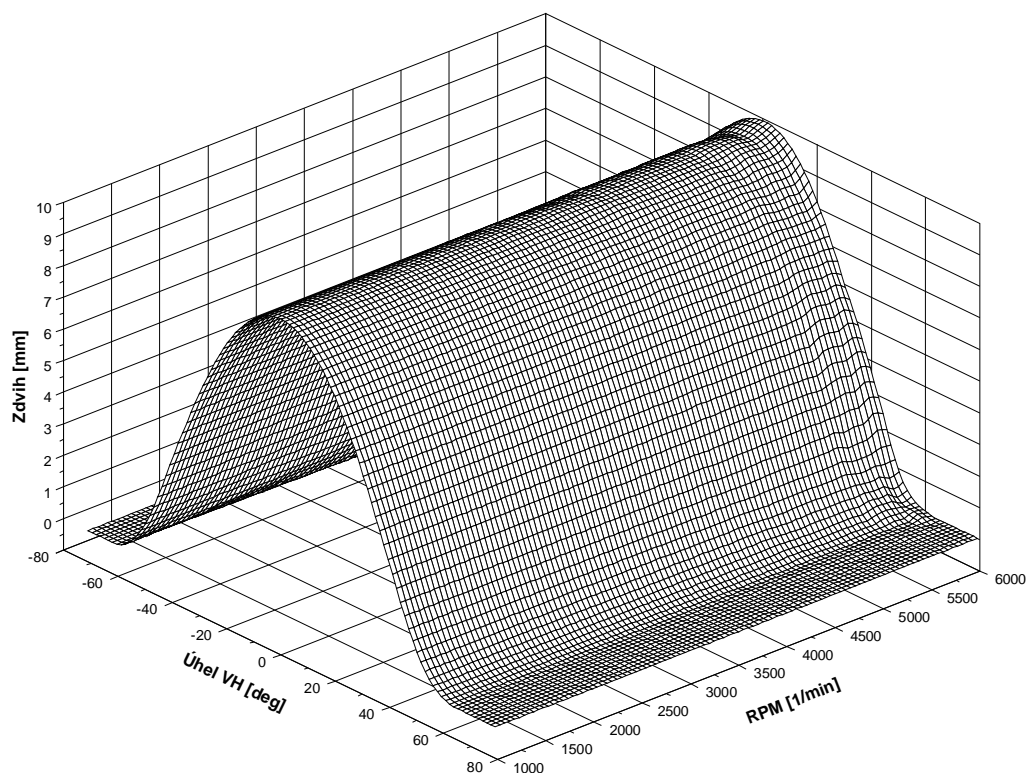
Porovnání výsledků s měřením (viz. kapitola 6) pro jiné otáčky je vidět na obr. 5.19. Zde je možno vidět velice dobrou shodu do oblasti, kdy dojde k první ztrátě kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem (těsně za vrcholem). Pak již model v důsledku odlišných okrajových podmínek (zdvihátko bez vůle, není definováno tření mezi vačkou a

zdvihátkem, tzn. žádné příčné síly působící na zdvihátko, atd.) se od skutečné průběhu liší. Zde je ovšem důležité podotknout, že tento matematický model odhalil ztrátu kontaktu ve stejné oblasti, jako u naměřeného průběhu.

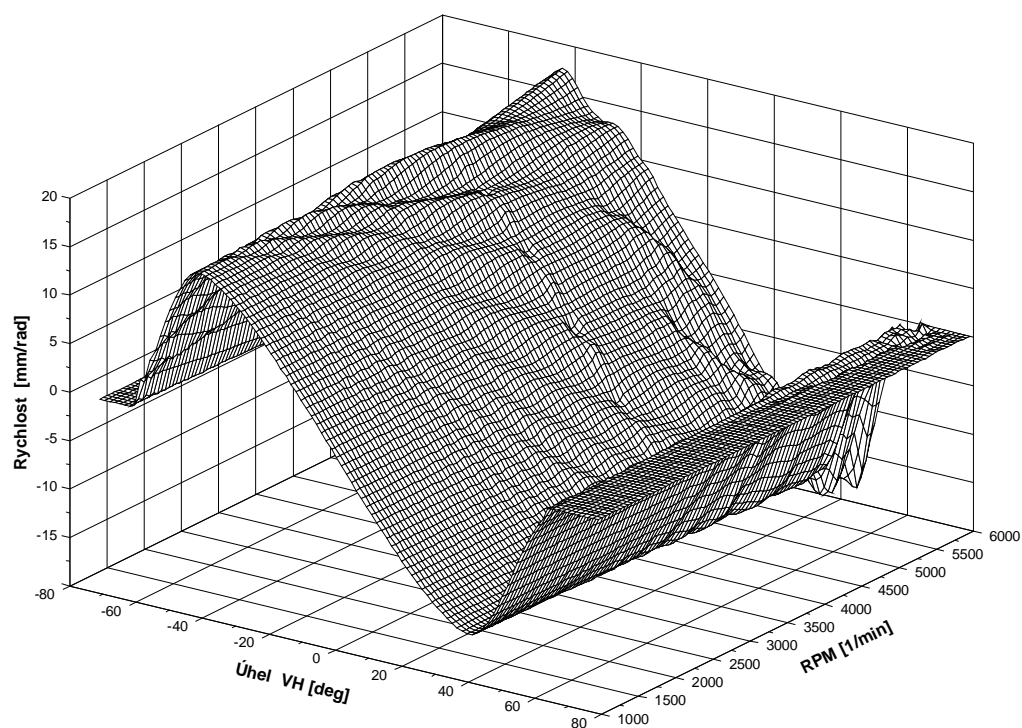


Obr.5.19: Porovnání vypočítaného průběhu zrychlení ventilu s naměřeným

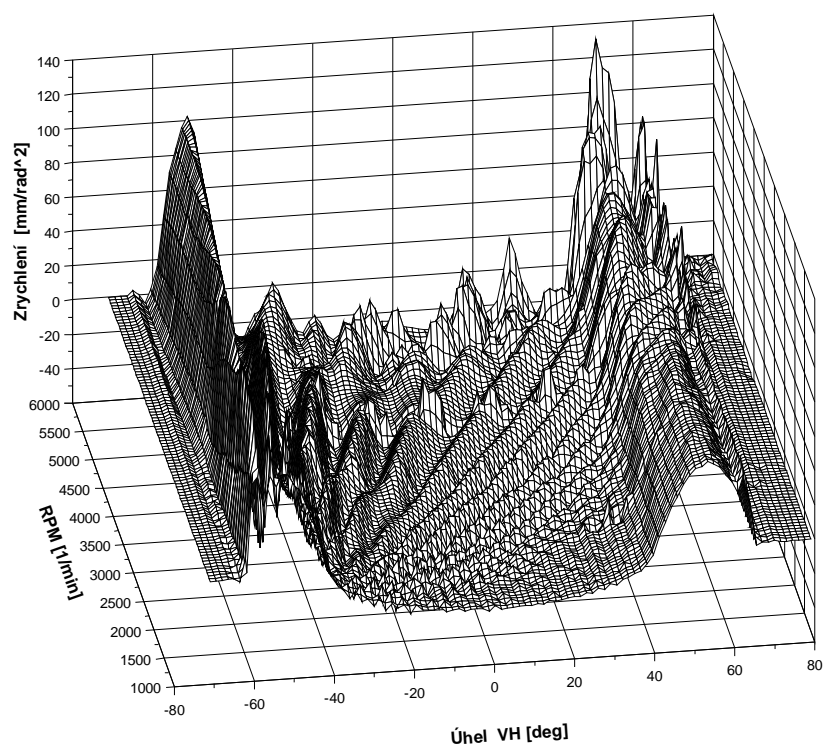
V následujících 3D grafech (obr. 5.20 – 5.23) je možno zjistit, že od 5500 1/min motoru se děje v rozvodu něco, co má významný vliv na jeho dynamické chování. Bližším studiem se dá zjistit, že se výrazně mění průběh zdvihu (obr. 5.20 a obr. 5.23), a to až o 0,3 mm od teoretického průběhu. Změna dynamického chování je tímto lépe identifikovatelná na derivačních křivkách (tj. průběh rychlosti ventilu obr. 5.21, resp. průběh zrychlení ventilu obr. 5.22). Tento typ grafického zobrazení výsledků dynamické analýzy ventilového rozvodu je velice důležitý, neboť jednoduchým způsobem je možné identifikovat oblast otáček motoru, pro které je vhodné parametry rozvodu resp. vačky optimalizovat. Tento typ modelu rozvodového mechanismu zároveň posouvá míru poznání problematiky dynamického chování rozvodu, neboť ve srovnání s tzv. více-motovým modelem se daleko více blíží skutečnosti je možné zde studovat problémy týkající ztráty kontaktu, dopadu ventilu do sedla a možnost detailně studovat chování jakéhokoliv dílu rozvodového mechanismu, zejména ventilové pružiny, či zdvihací tyčky.



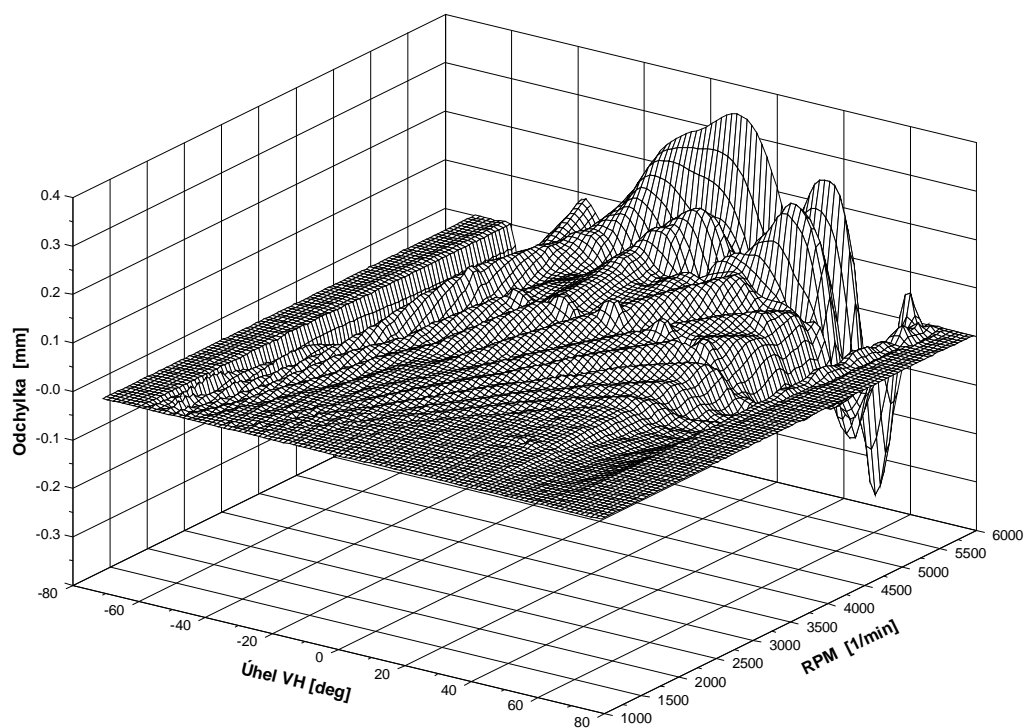
Obr. 5.20: Průběh zdvihu ventilu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.21: Průběh rychlosti ventilu v závislosti na otáčkách motoru

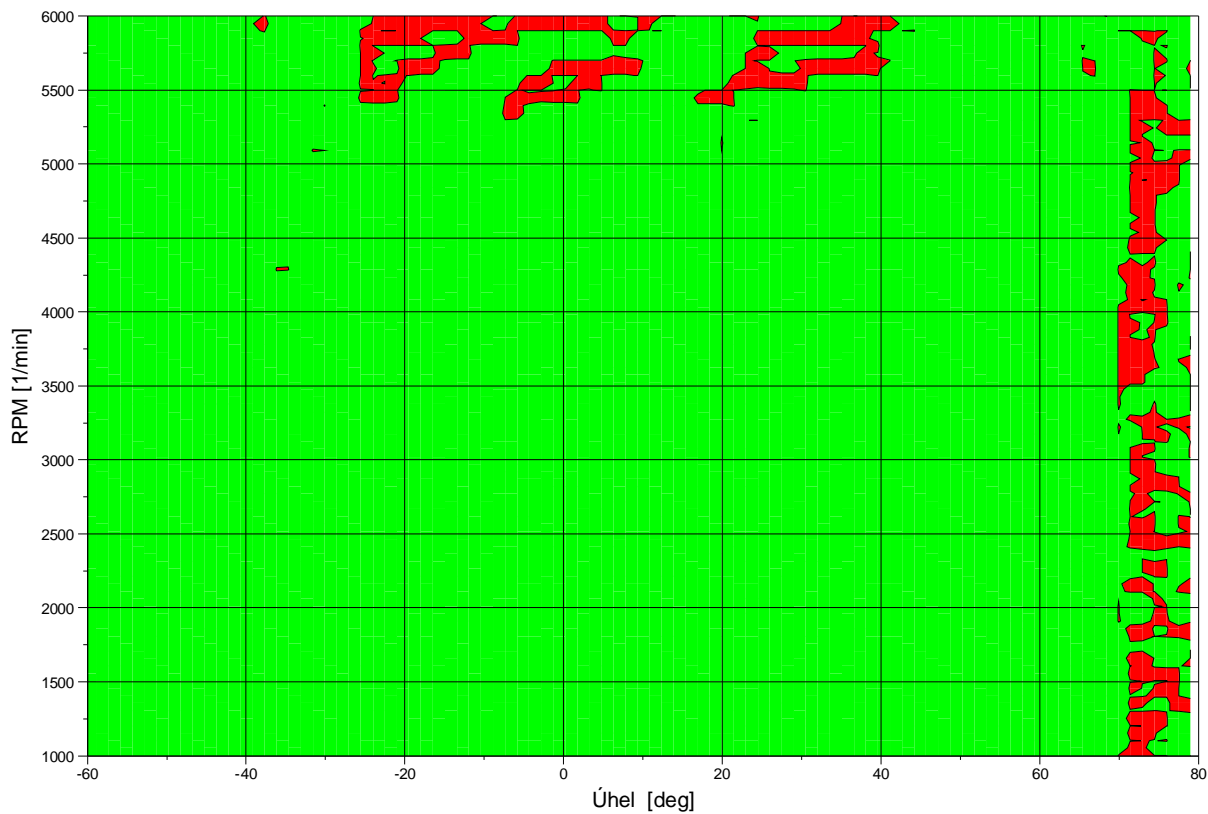


Obr. 5.22: Průběh zrychlení ventilu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.23: Průběh odchylky zdvihu ventilu získaného výpočtem od teoretické křivky v závislosti na otáčkách motoru

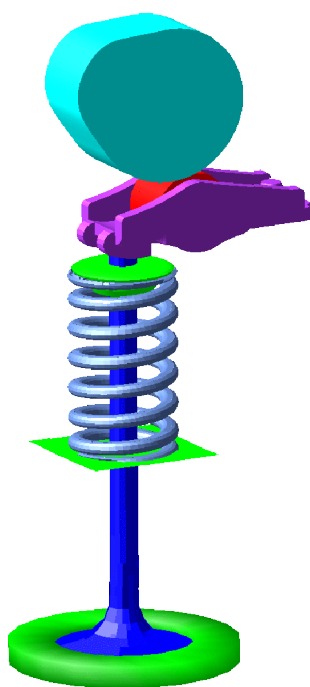
Tím, že tento tento typ modelu rozvodového mechanismu umožňuje studovat také jevy související se ztrátou kontaktu, jsou na obr. 5.24 zobrazeny červenou barvou oblasti, kde k již zmíněné ztrátě kontaktu dochází. Červené oblasti v pravé části grafu odpovídají poměrům v rozvodovém mechanismu v době, kdy dochází k zavírání ventilu.



Obr. 5.24: Graf znázorňující závislost ztráty kontaktu v závislosti na otáčkách motoru a pootočení VH

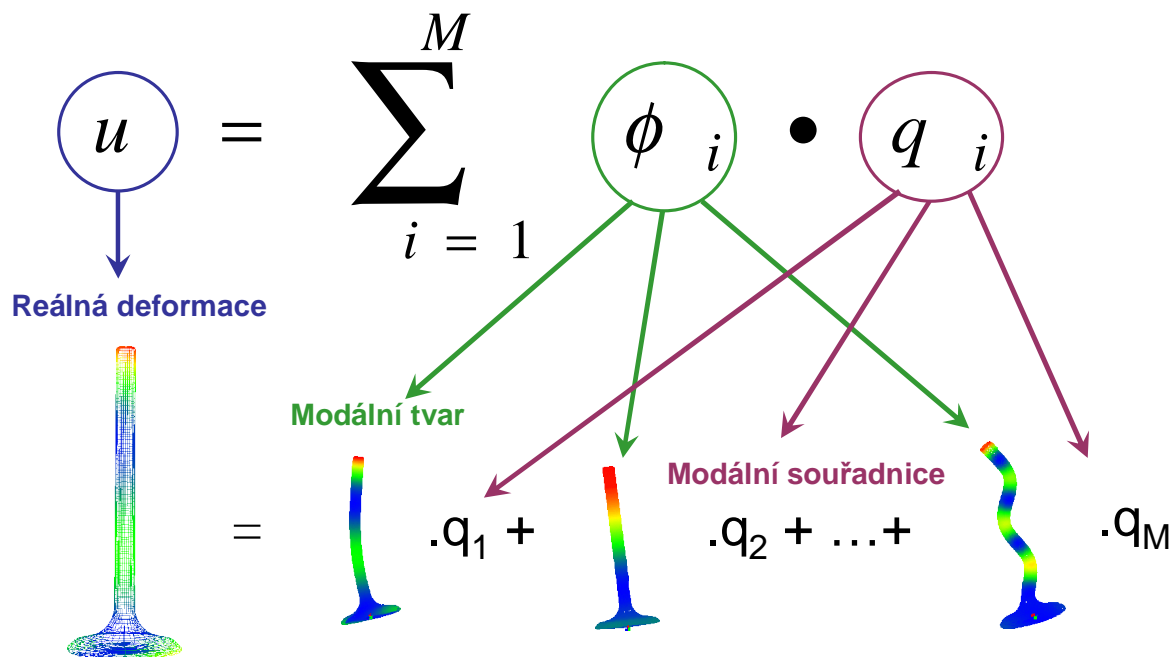
5.3 Stavba a optimalizace dynamických modelů rozvodů OHC s vlečnou pákou

Pro modely rozvodových mechanismů typu OHC s vlečnou pákou (viz. obr. 5.25) není jednoduché použít k analýzám výpočetní systém FEM. Důvodem je fakt, že vlastní kinematický pohyb vahadla buzeného od vačky není možné jednoduše (bez dodatečných a relativně složitých subroutine) v systému FEM popsat. Pro popisy dynamických chování mechanismů jsou na trhu dostupné výpočetní systémy MBS (z anglického Multi Body System), které již tyto subroutine mají v sobě předprogramovány. Z tohoto důvodu padla volba na MBS výpočetní program ADAMS, který ve své době patřil ke špičce mezi MBS-softwary.



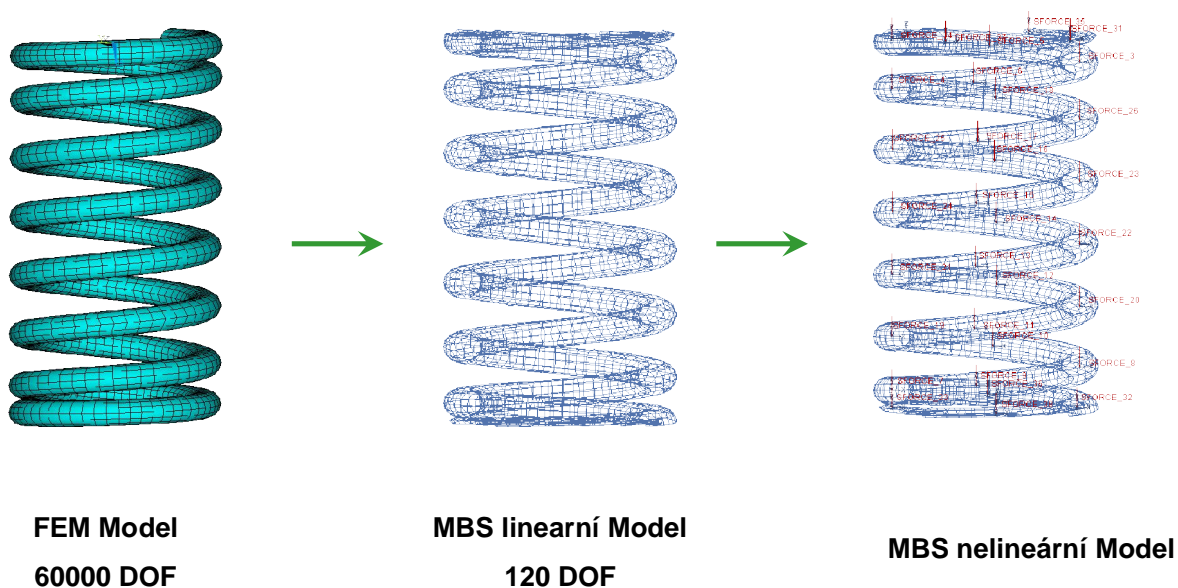
Obr. 5.25: Model rozvodového mechanismu OHC s vlečnou pákou

Z předchozích analýz je zřejmé, že nejpoddajnější částí ventilového rozvodového mechanismu je ventilová pružina, která svými vlastnostmi významně ovlivňuje dynamické chování ventilového rozvodu. Z tohoto důvodu ji musí být při stavbě dynamického modelu věnována zvláštní pozornost. Dále je zřejmé, že není příliš vhodné se zabývat redukcí ventilové pružiny na hmotné body a nehmotné pružiny (resp. tlumiče). Systémy MBS pro tělesa, které je nutné v modelu popsat jako poddajné a jehož geometrický popis vede k vysokým počtům stupňů volnosti, nabízejí popsat pomocí tzv. superelementů (viz. kapitola Modální analýza a kondenzace lineárních soustav). Ventilová pružina se popíše pomocí tzv. superelementu, tzn. provede se na ní redukce tzv. modální syntézou (viz. obr. 5.26). U této metody je reálná deformace redukovaného dílu výsledkem součtu vlastních tvarů kmitů násobených tzv. modální souřadnicí (jakýmsi váhovým faktorem).



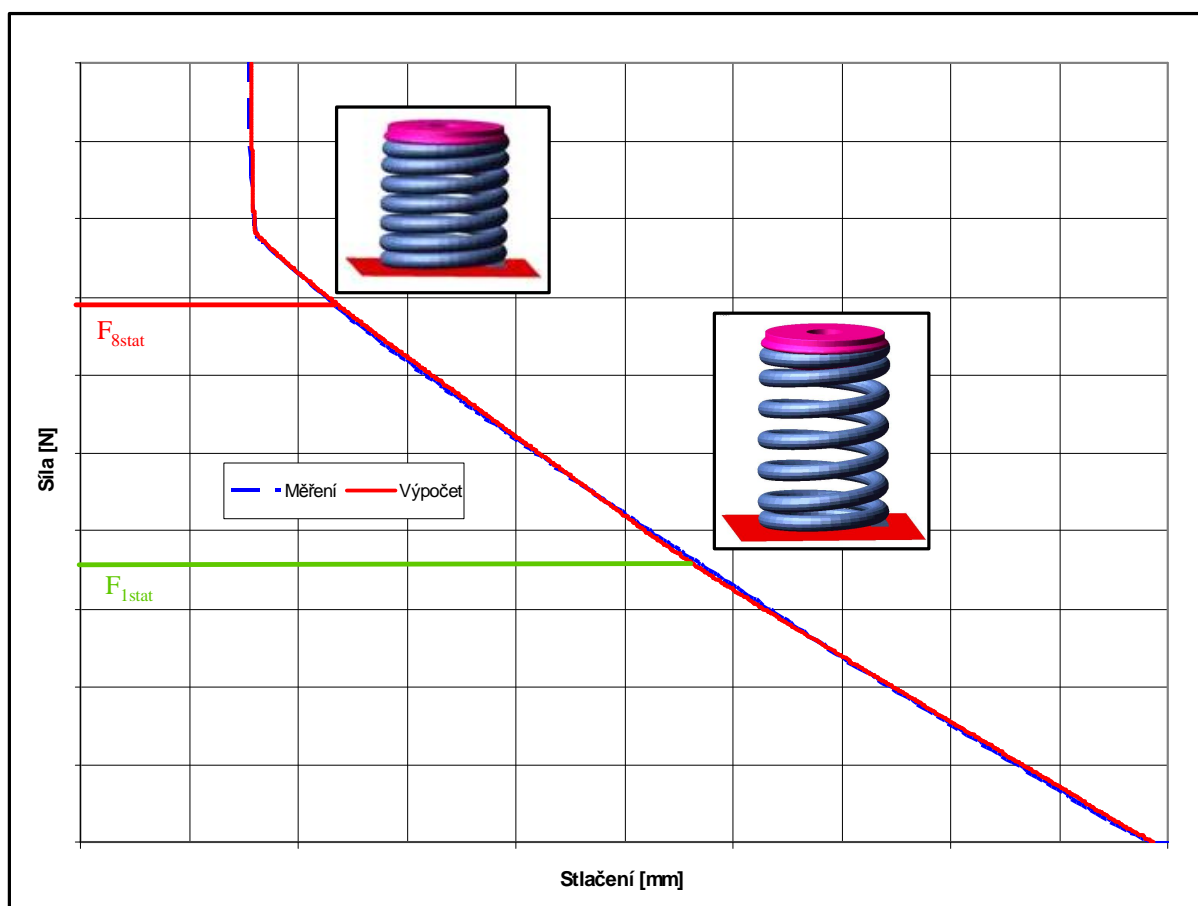
Obr. 5.26: Princip redukce pomocí metody modální syntézy

Výsledkem redukce metodou modální syntézy je ale model pružiny s lineární charakteristikou, která se tak liší od pružiny skutečné, kde dosedají závity na sebe a charakteristika pružiny je nelineární. Proto je nutné mezi závity vytvořit kontakty, které při penetraci jednotlivých závitů do sebe změni charakter tuhosti. V použitém modelu jsou vytvořeny kontakty vždy po čtvrtině závitu a pro zjednodušení jsou kontakty vytvořeny pouze v jednom směru (rovnoběžně s osou pružiny). Princip redukce modelu ventilové pružiny znázorňuje obr. 5.27.



Obr. 5.27: Princip redukce modelu ventilové pružiny

Vzhledem ke složitosti tvorby tohoto nelineárního modelu pružiny je nutná verifikace modelu pružiny s naměřenými údaji. Kriteériem při porovnávání vlastností skutečné a namodelované pružiny byla hmotnost, statická charakteristika a modální vlastnosti pružiny. Hmotnostní kriterium je možné velice jednoduše porovnat se skutečností a případně pomocí hustoty provést jednoduše korekci. Průběh statické charakteristiky u výpočtového modelu porovnaný s naměřeným ukazuje, do jaké míry jsou správně definovány kontaktní vazby mezi jednotlivými závitů. Tzn. do jaké míry se projeví nekonstantní stoupání závitů v nelinearitě statické charakteristiky. Pomocí určení modálních vlastností (vlastní frekvence) různě stlačené ventilové pružiny je možné porovnat základní dynamický parametr (parametr, který se uvádí i ve výkresové dokumentaci) s naměřenými údaji. Obvyklá shoda s měřením bývá do 2 Hz. Porovnání naměřené a vypočítané statické charakteristiky ventilové pružiny ukazuje obr. 5.28.

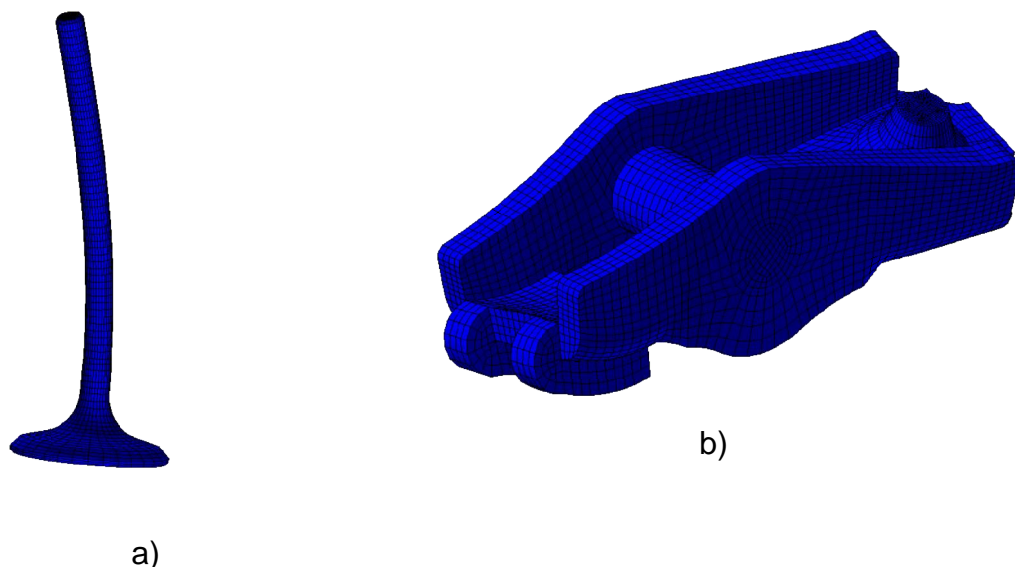


Obr. 5.28: Porovnání statické charakteristiky redukováného modelu modelu ventilové pružiny pomocí modální redukce s měřením

V některých analýzách (analýza dopadových jevů ventilů do sedla s ohledem na stav opotřebení ventilového vodítka) je nutné zahrnout také dynamické vlastnosti ventilu (viz. obr 5.29a). Pro normální popis dynamických vlastností rozvodového mechanismu je možné ventil popsat jako tuhé těleso. Zde obvykle postačuje zahrnutí prvních dvou vlastních tvarů kmitů. Při uvážení dalších tvarů kmitů software ADAMS

umožní další redukci energetickou podmínkou. Ta umožňuje odstranit z výpočtu takové tvary, které se daného děje z energetického hlediska účastní pouze nevýznamně (např. méně než 0.01%).

Vahadlo má zpravidla první vlastní frekvenci výrazně daleko mimo oblast zkoumaného zájmu a je možné ho do modelu zahrnout jako tuhé (obr. 5.29.b).



Obr. 5.29: Zobrazení prvních modálních tvarů a) ventilu a b) vahadla

Vačka se popisuje také jako tuhé těleso, ovšem poddajně uložené. Na základě znalostí torzní a ohybové tuhosti vačkového mechanismu je třeba se rozhodnout, zda tento vliv musí být zohledněn či nikoliv. Ostatní díly rozvodu se popisují jako tuhá tělesa.

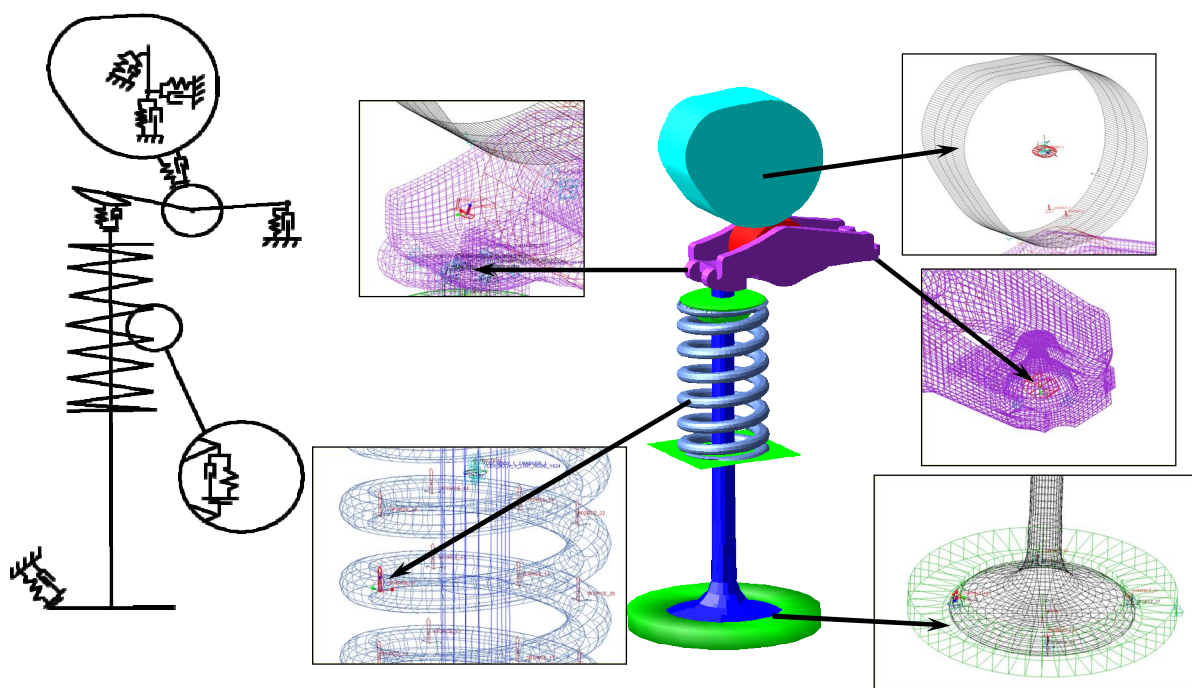
Další fází stavby modelu je definice vazeb mezi díly rozvodu a tím sestavení celého mechanismu. Na tzv. attachment nód (připojovací bod) umístěný ve středu válce rolničky je připojeno tuhé těleso rolničky a kružnice pro vytvoření kontaktu. Mezi touto kružnicí a křivkou palce vačky je poté vytvořen kontakt. Další kontakt přenáší síly mezi vahadlem a ventilem, sedlem a ventilem. Dokonale tuhé těleso ventilové misky je přichyceno k ventilu kinematickou vazbou (vetknutí) na attachment nód ventilu v místě jeho uchycení. Ventil je za normálního stavu v prostoru uložen posuvně a bez vůle. Simulace s vůlí je možná a provádí se pouze na základě speciálních požadavků. Pružina je uchycena na jedné straně závěrným závitem k posuvné rovině, která umožňuje stlačení pružiny z volného do zamontovaného stavu. Na druhém konci pružiny je závěrný závit přichycen k misce. Vazby jsou kinematické, tedy neumožňují odlehnutí, poslední závity pružiny se mohou posouvat ve stykové ploše. Uložení konce tělesa vahadla i vačky je poddajné. HVA element nám vnáší do systému silové zatížení síla od tlaku oleje, která vymezí vůle v mechanismu. Zpětný ventil v tomto zdvihátku zajišťuje opěru, aby mohl být převeden pohyb vačky na ventil. Speciální vlastnosti HVA-elementu (tuhost v závislosti na teplotě, stavu propěnění oleje atd.) se zadávají pouze při požadavku na prokázání vlivu na chování ventilového rozvodu za těchto podmínek. Důvodem je

velký vliv na výpočetní čas. Jakým způsobem lze tyto jevy na HVA-elementu popisovat, ukazuje kapitola 4.3 - Konstrukční skupiny HVA – VENTIL – PRUŽINA této práce.

Dalším silové zatížení modelu představují třecí síly. Jsou to složky vazebných sil. Zahrnutí těchto sil do výpočtu opět znamená významný vliv na délku výpočetního času. Tření se obvykle zavádí:

- v místě kontaktu vahadlo – ventil,
- v uložení ventil – vodítko,
- v uložení vahadlo – HVA - element.

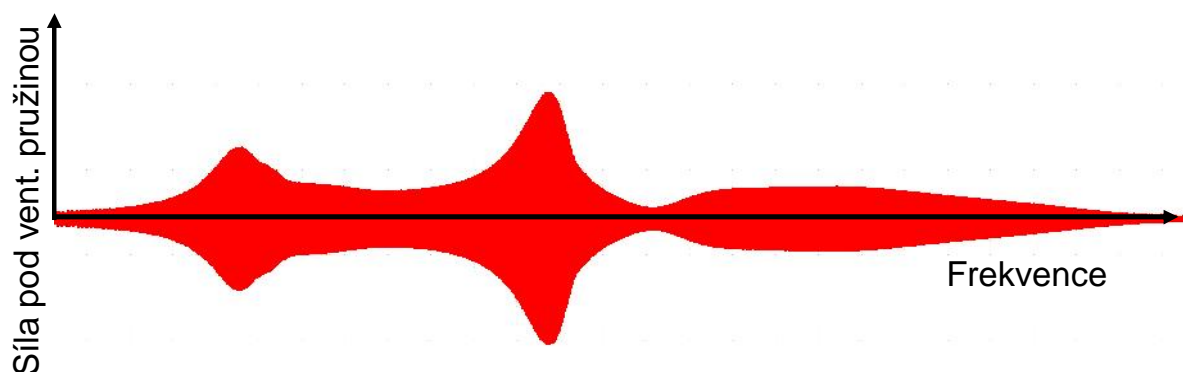
Tření mezi rolničkou a vahadlem se zanedbává pro nízkou hodnotu koeficientu tření v případě použití jehlového ložiska. U ložiska kluzného je zapotřebí požadavek na zahrnutí zvážit. Tření v poddajných kontaktech a uloženíh podstatně zvyšuje délku výpočtu a výsledky tím nejsou příliš ovlivněné a proto se zanedbává. Celkový pohled na definici vazeb mezi tělesy znázorňuje obr. 5.30.



Obr.5.30: Definice vazeb mezi tělesy ventilového rozvodu

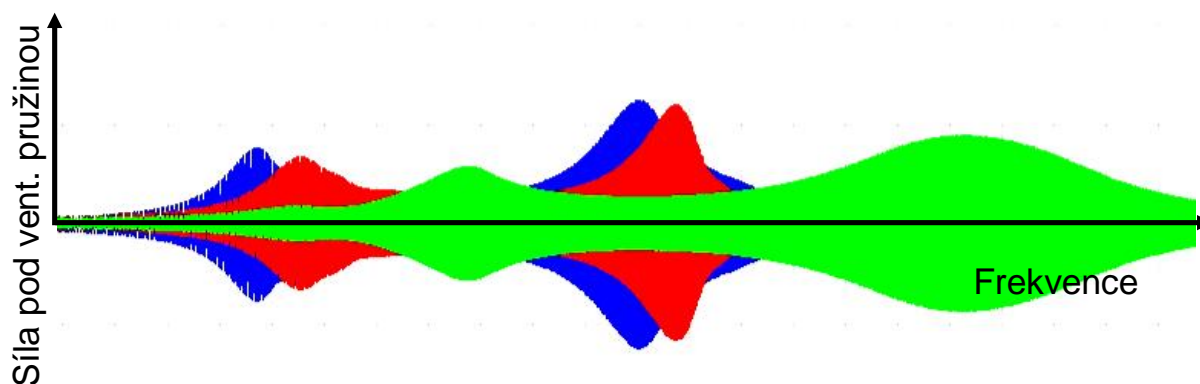
Vlastní výpočet začíná předepnutím pružiny na délku v zamontovaném stavu, poté dojde k zatížení kontaktů a síla od tlaku oleje v HVA elementu přitiskne rolničku k vačce. Tím je dána poloha bodů mechanismu v předpjatém (zamontovaném stavu). Tento pohyb je vykonán téměř „staticky“ v dlouhém časovém intervalu, pak teprve je spuštěn otočný pohyb vačky. Otáčení vačky se opět děje konstantními otáčkami (konstantní úhlovou rychlostí) kolem osy vačkového hřídele.

Pro výpočet je nutné správně zvolit počet výpočetních kroků tak, aby byla postižena požadovaná frekvence. Zároveň je nutné provést výpočet několika otáček až do ustáleného stavu. Rozvodový mechanismus je složitý dynamický systém, který mění své modální vlastnosti v závislosti na zdvihu ventilu (vliv dosedajících závitů, změna geometrie..). Na obr. 5.31. je zobrazen výsledek frekvenční analýzy rozvodového mechanismu typu OHC s vlečnou pákou pro polohu vačky příslušející cca. polovičnímu zdvihu ventilu. Oblast první rezonance přísluší ventilové pružině. Oblast druhé rezonance přísluší v tomto případě torze vačkového hřídele a třetí rezonance je způsobena ohybovým kmitem vačkového hřídele.



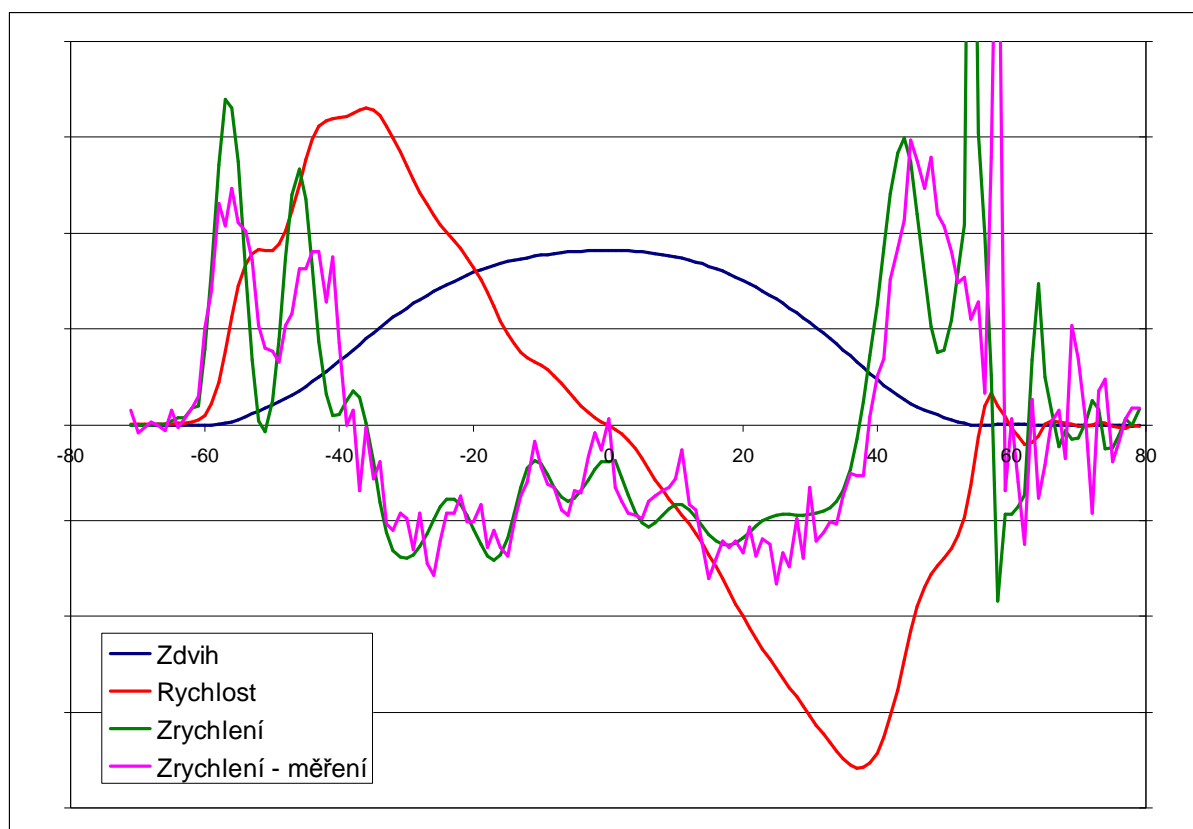
Obr. 5.31: Frekvenční analýza ventilového rozvodu OHC s vlečnou pákou při poloze vačky příslušející cca. polovičnímu zdvihu ventilu

Jak se modální vlastnosti ventilového rozvodu mění se zdvihem ventilu je zobrazeno na obr. 5.32. Modrou barvou je zde zobrazen výsledek frekvenční analýzy příslušející poloze vačky při velice malém zdvihu ventilu, červená cca. střednímu a zelená maximálnímu zdvihu ventilu. Zde je vhodné poznamenat, jak se mění polohy rezonancí se zdvihem. První rezonance (ventilová pružina) je obsažena ve všech třech průbězích. Druhá rezonance (torze vačkového hřídele) se neuplatňuje při poloze vačky příslušející maximálnímu zdvihu ventilu. Tento fakt je vcelku logický, protože v této poloze vačky není možné tento tvar vybudit. Třetí rezonance (ohyb vačkového hřídele) zůstává prakticky na zdvihu ventilu nezávislá (v zobrazení vše překrývá zelený průběh).

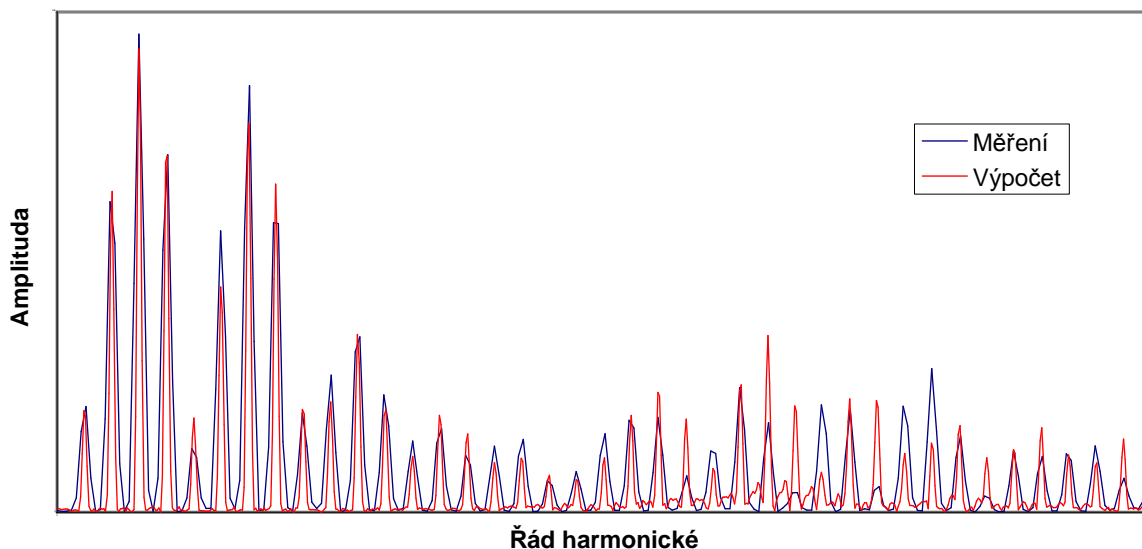


Obr.5.32: Frekvenční analýza ventilového rozvodu OHC s vlečnou pákou pro různé polohy vačky (velmi malý, poloviční a maximální zdvih ventilu)

Konečným krokem stavby modelu ventilového rozvodu je porovnání výsledků získaných z matematického modelu s naměřenými údaji. Na obr. 5.33 je zobrazeno porovnání vypočítaného a naměřeného průběhu zrychlení ventilu pro dané otáčky. Porovnání ukazuje velice dobrou shodu zejména ve frekvenci vln a jejich amplitud a odchylku v dopadové oblasti ventilu do sedla. Tento fenomén je způsoben nízkou tuhostí opěrného elementu HVA u matematického modelu. Na obr. 5.34 je zobrazeno porovnání amplitud Fourierova rozvoje křivek zrychlení naměřeného a vypočítaného průběhu. Zde je patrná velice dobrá shoda s naměřeným průběhem (viz. kapitola 6) do 25. řádu harmonické složky, tzn. že tento model je vhodné použít i pro optimalizaci tvaru vačky s ohledem na možné buzení ventilové pružiny a samotného rozvodového tzv. škodlivými harmonickými složkami.

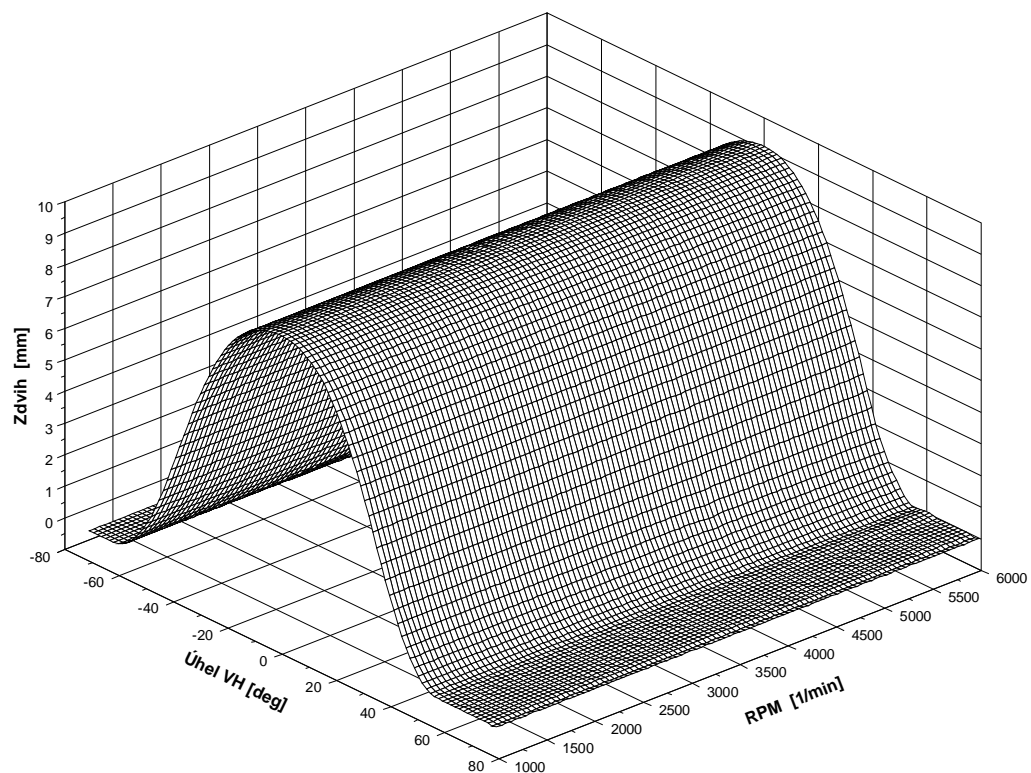


Obr. 5.33: Porovnání naměřeného a vypočítaného průběhu zrychlení ventilu

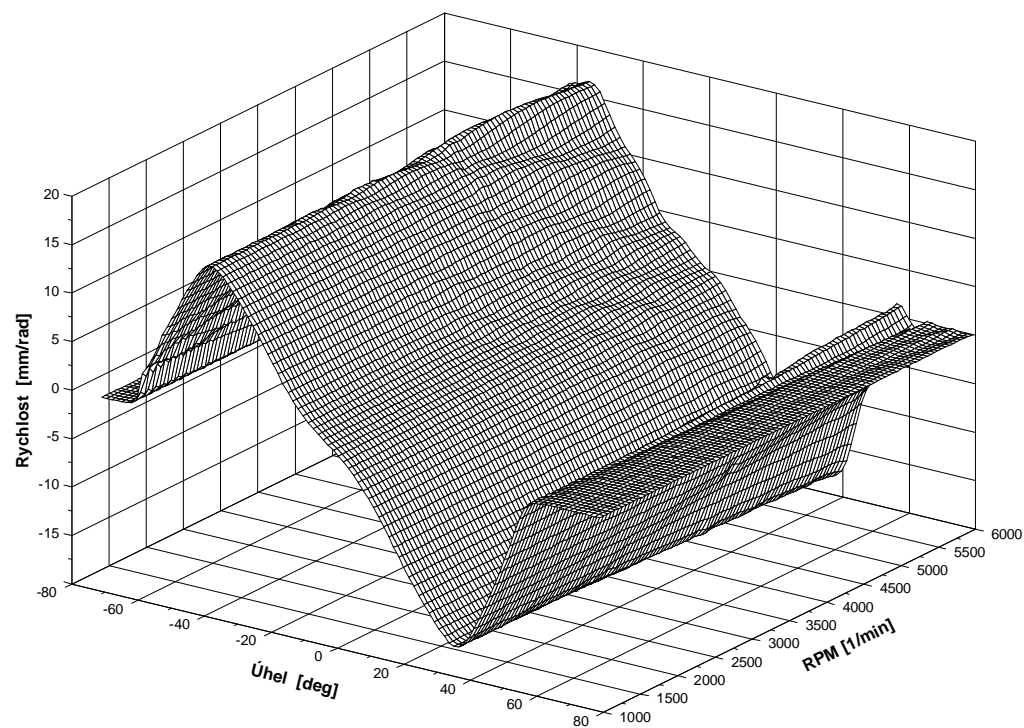


Obr. 5.34 Složky Fourierova rozvoje naměřeného a vypočítaného průběhu zrychlení ventilu

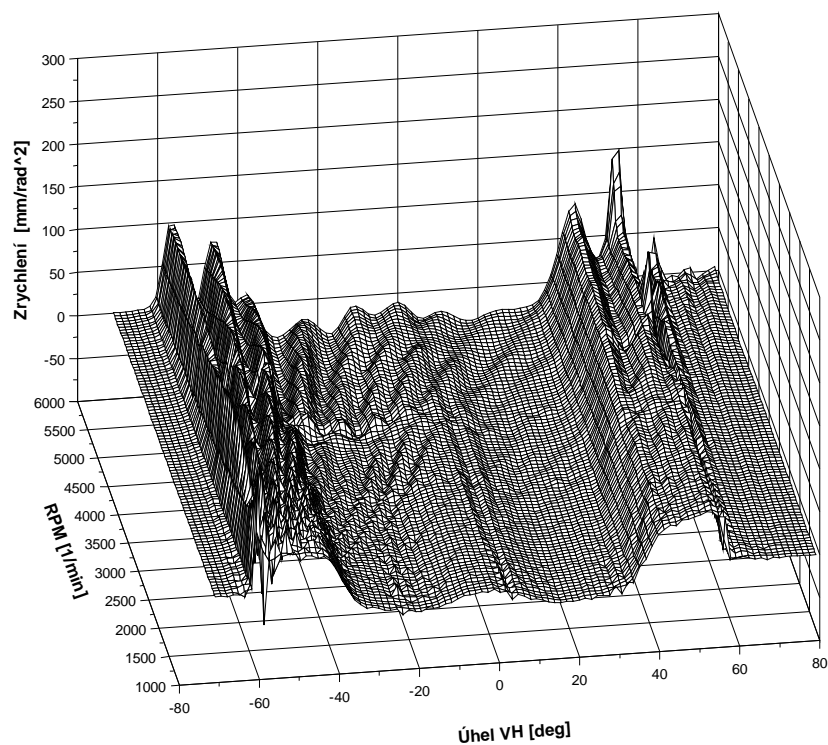
Výsledky vyšetřování dynamických vlastností rozvodového mechanismu typu OHC ukazují grafické průběhy na obr. 5.35 až obr. 5.39. Již na první pohled je zřejmé, že ve srovnání s předchozím typem ventilového rozvodu typu OHV, je významně klidnější (méně kmitá). Nejmarkantněji je toto možné vidět na obr. 5.38, kdy odchylka skutečného zdvihu od teoretického klesla pod hodnotu 0,1 mm v celém zkoumaném rozsahu otáček (u rozvodu OHV se tato hodnota pohybovala kolem 0,3 mm). Na obr. 5.39 je zřetelné, že ztráty kontaktu se u rozvodového mechanismu OHC objevily pouze ve vysokých otáčkách, a to pouze v oblasti, kdy zavírá ventil. Důvodem tohoto výrazně lepšího dynamického chování je posun vlastní frekvence. U tohoto rozvodového mechanismu je kolem 2 kHz, zatímco u rozvodu typu OHV byla tato hodnota pouze cca. 1040 Hz. Hlavní vliv na vlastní frekvence má zde významné snížení pohybujících se hmot a zvýšení jejich tuhosti. Nejpoddajnější částí ventilového rozvodu sice zůstává ventilová pružina, ale u ostatních dílů je možné jejich tuhost zanedbat (rozhodnutí na základě modální analýzy jednotlivých dílů rozvodu).



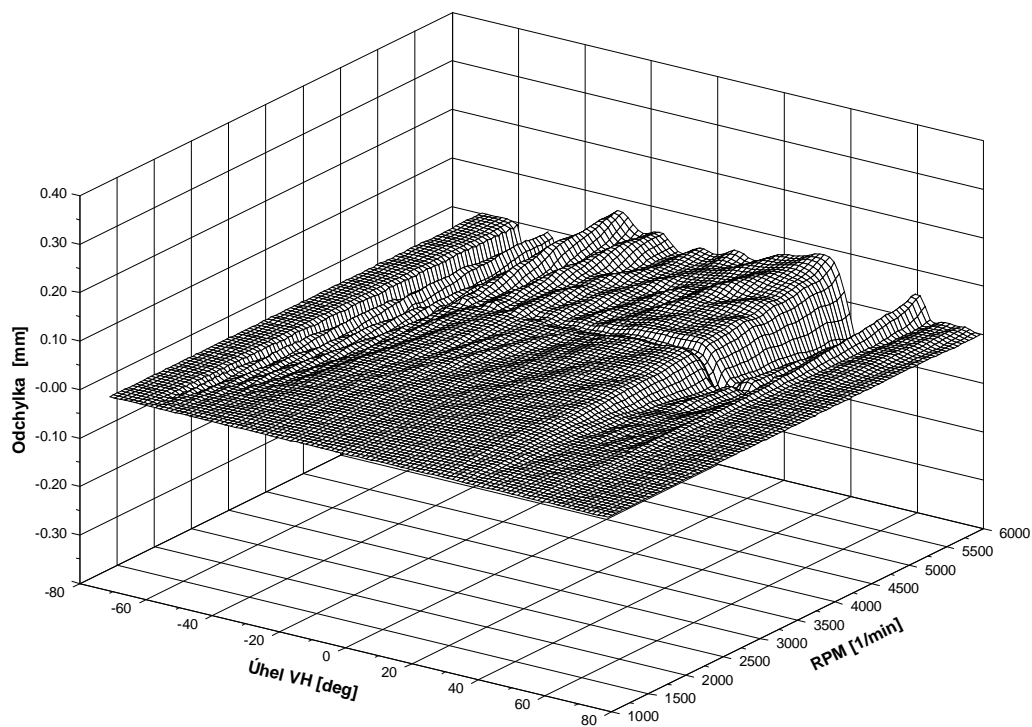
Obr. 5.35: Průběh zdvihu ventilu v závislosti na otáčkách motoru



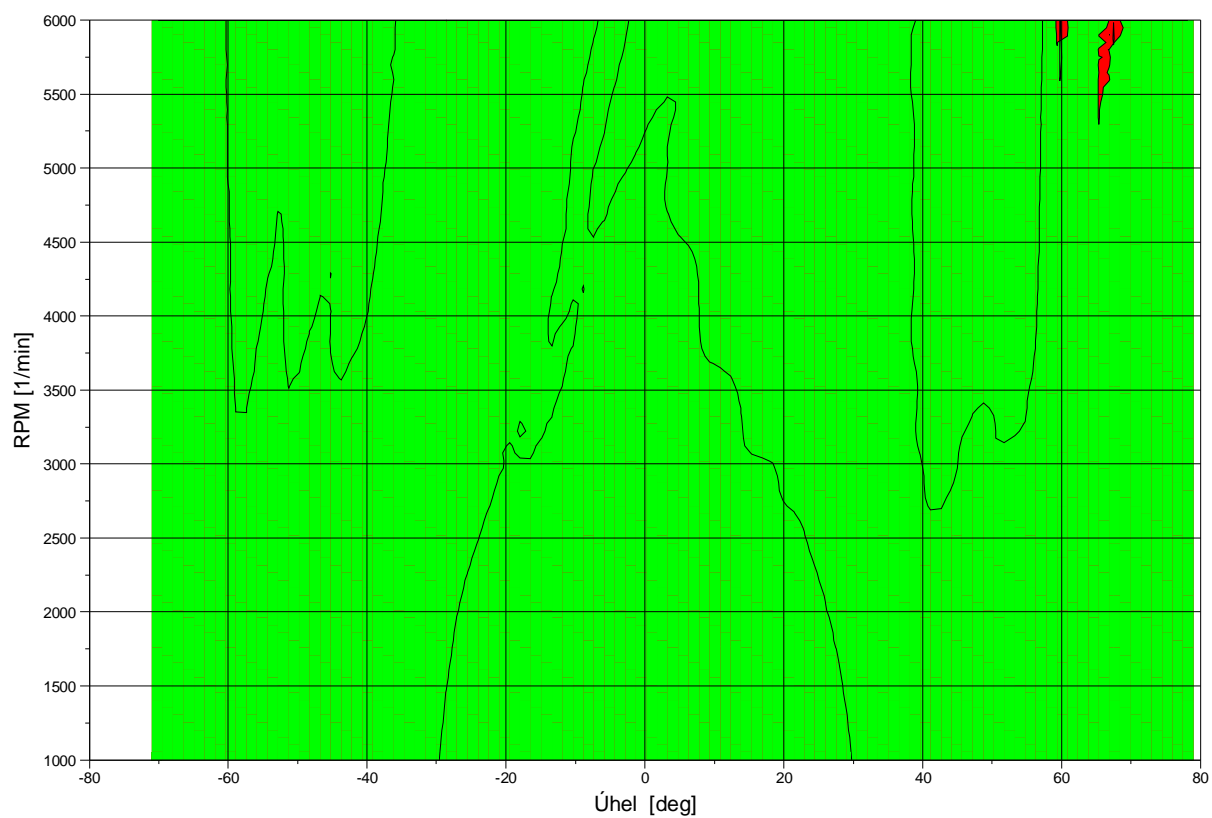
Obr. 5.36: Průběh rychlosti ventilu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.37: Průběh zrychlení ventilu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.38: Průběh odchylky zdvihu ventilu získaného výpočtem od teoretické křivky v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.39: Graf znázorňující závislost ztráty kontaktu v závislosti na otáčkách motoru a pootočení VH

6 Měření ventilových rozvodů

Rozvodový mechanismus je zdánlivě jednoduchou soustavou s téměř jednoznačně definovanými vazbami jednotlivých dílů v soustavě. Provozní podmínky, ve kterých mechanismus pracuje však způsobují, že vyšetřování jeho skutečných vlastností je velmi složité a technicky náročné. Výpočtovým modelováním lze posoudit účinky celé řady různých vlivů, působících na chování rozvodového mechanismu při provozu motoru, správnost provedených výpočtů je však potřeba ověřit experimentem na rozvodovém mechanismu buď přímo na motoru nebo alespoň na speciálním zkušebním zařízení. Měřením se u rozvodového mechanismu zjišťují průběhy kinematických veličin (tzn. průběh zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu), silové nebo deformační poměry v určitých místech mechanismu. Výpočtové simulace i měření na rozvodovém mechanismu tvoří provázaný komplex vědeckého poznávání dějů a funkčních vztahů uvnitř mechanismu: měření má potom nezastupitelný význam i jako zdroj informací pro verifikaci a upřesňování vstupních dat pro výpočtové modely.

6.1 Měření kinematických veličin

Měření kinematických veličin na rozvodových mechanismech patří do speciální oblasti vývoje spalovacích motorů. Provedení samotného měření klade velké nároky na vybavení měřicím zařízením, ale v nemalé míře i na samotného měřícího technika. Ideální by bylo taková měření provádět na běžícím motoru, v běžných podmínkách vývojových laboratořích je to často velmi obtížné a vysoká finanční i časová náročnost nepřináší požadovaný efekt. Proto se vývojový inženýři zaměřují spíše na měření požadovaných veličin na maketách motorů poháněných elektromotorem. To s sebou přináší nesporné výhody při samotném měření. Na maketě je možné si připravit technologické otvory pro měřicí sondy v prostoru válce (u běžícího motoru toto není možné). Další nespornou výhodou je regulace požadovaných otáček na požadovanou hodnotu (nalezení rezonačních otáček a následné studium kinematických veličin v těchto pracovních bodech) a následně provoz všech zkoušených variant za stejných (laboratorních) podmínek (teplota oleje, propěnění oleje...). Výsledek měření na takovémto speciálním zkušebním zařízení ale může být ovlivněn nedodržením některých podmínek, kterými se protáčená maketa motoru může odlišovat od skutečného motoru (např. určitá proměnlivost úhlové rychlosti vačkového hřídele způsobená vlivem nerovnoměrnosti, kterou způsobuje rozvodový řetěz. Další vliv má tuhost rozvodového řetězu, resp. řemenu nebo nerovnoměrnost chodu způsobená kolísáním příkonu točivého momentu z jednotlivých válců na klikový hřídel): tyto okolnosti je nutné při stavbě zkušebního zařízení mít na zřeteli a zvolit takové uspořádání pohonu a makety motoru, aby se podmínky při měření na maketě motoru příliš neodlišovaly od provozu skutečného motoru.

Samotné měření kinematických veličin nebylo nikdy snadnou záležitostí. Původní měření pomocí snímačů zrychlení s sebou přinášelo řadu problémů. Problémy byly spojeny s vlastní volbou daného snímače (ne každý vyhovoval náročným podmínkám) a problémy byly také s vyvedením signálu ze snímače a následně s jeho zpracováním. Snímač zrychlení měl navíc určitou hmotnost, která nezanedbatelně ovlivňovala modální vlastnosti rozvodového mechanismu: výsledky bylo proto nutné chápat spíše jako kvalitativní s určením tendencí různých vlivů.

Nevýhody měření kinematických veličin pomocí snímačů zrychlení (hlavně u vysokootáčkových motorů) vedly měřící techniky k hledání vhodného bezkontaktního způsobu měření požadovaných parametrů. V poslední době se pro měření kinematických veličin používají následující snímače a metody:

- snímače založené na principu magnetické indukce,
- laserové snímače založené na principu Dopplerova jevu.

Snímače založené na principu magnetické indukce jsou schopny pokrýt pouze malou část zdvihu ventilu (většinou do 1 mm), používají se zřídka a většinou jen pro měření zavírací fáze ventilu. S rozvojem laserových aplikací do průmyslových měřících snímačů došlo k jejich použití i pro vyšetřování ventilových rozvodů. V porovnání s předcházejícími metodami přináší laserové snímače následující výhody:

- neovlivňují hmotnost (modální vlastnosti) měřených součástí,
- nevyžadují speciální úpravu měřených dílů (pouze nalepení reflexní fólie),
- mají velký rozsah měřených zdvihů,
- mohou měřit pouze kinematické veličiny určité součásti (bez vlivů okolí),
- měření je možné provádět i za zvýšených teplot.

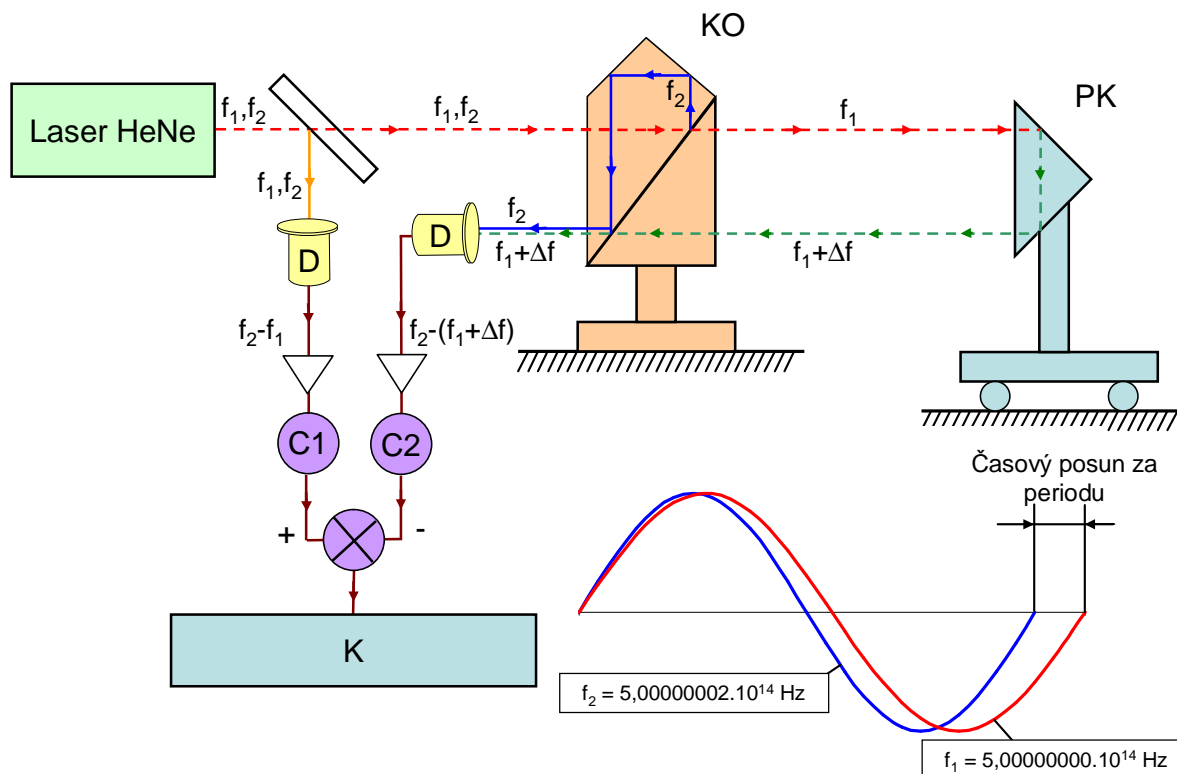
Měření pomocí laserových snímačů má ale také své nevýhody: hlavní nevýhodou je nemožnost provádění měření v prostředí olejové mlhy (kapky oleje totiž ovlivňují směr laserového paprsku a znehodnocují signál).

6.2 Měření laserovým vibrometrem

Interferometrický laserový senzor polohy a rychlosti je založen na tzv. Michelsenově principu dvoufrekvenčního laseru s náplní HeNe [12] a jeho schématické uspořádání ukazuje obr. 6.1. Laserový zdroj emituje světelné záření o frekvencích $f_1=5,00000002 \cdot 10^{14}$ Hz a $f_2=5,00000000 \cdot 10^{14}$ Hz, přičemž tato záření mají opačnou polarizaci a za děličem je z nich vytvořen referenční a měřící svazek. Polarizace referenčního svazku před jeho dopadem na optoelektronický senzor způsobí, že záření na obou kmitočtech dostanou stejnou polarizaci a vzájemnou interferencí vzniknou maxima a minima intenzity osvětlení. Původně nepatrný posuv časových složek, daný rozdílem kmitočtů obou vlnění ($\Delta t=8 \cdot 10^{-24}$), se asi po $1,25 \cdot 10^8$ periodách zvětší natolik, že vzniká interferenční minimum. Na výstupu referenčního optoelektronického senzoru D tak vzniká signál o kmitočtu 2 MHz, odpovídající periodickému kolísání intenzity.

Měřící svazek je polarizován na druhém děliči KO navrženém tak, aby byl průchodný pouze pro složku o kmitočtu f_1 , složka o kmitočtu f_2 se odráží zpět do měřícího senzoru. Pohyb měřeného objektu PK způsobuje v důsledku Dopplerova jevu změnu kmitočtu odráženého paprsku. Odražený paprsek $[f_1 + \Delta f]$ se skládá s paprskem f_2 a na výstupu měřícího detektoru vzniká elektrický signál $[f_2 - (f_1 + \Delta f)]$ s frekvencí v rozmezí 0,5 až 3,5 MHz v závislosti na měřené rychlosti. Rozdíl obou čítačů referenčního ($f_2 - f_1$) a měřícího kanálu $[f_2 - (f_1 + \Delta f)]$ je při nulové rychlosti

nulový, avšak v čítačích se akumuluje signál úměrný posuvu od referenčního bodu. Rychlost měřeného objektu je závislá na změně frekvence a poloha zkoumaného objektu pak na změně fáze. Rozlišovací schopnost měření je $3 \cdot 10^{-7}$ m. Zrychlení se poté získá derivací průběhu rychlosti.

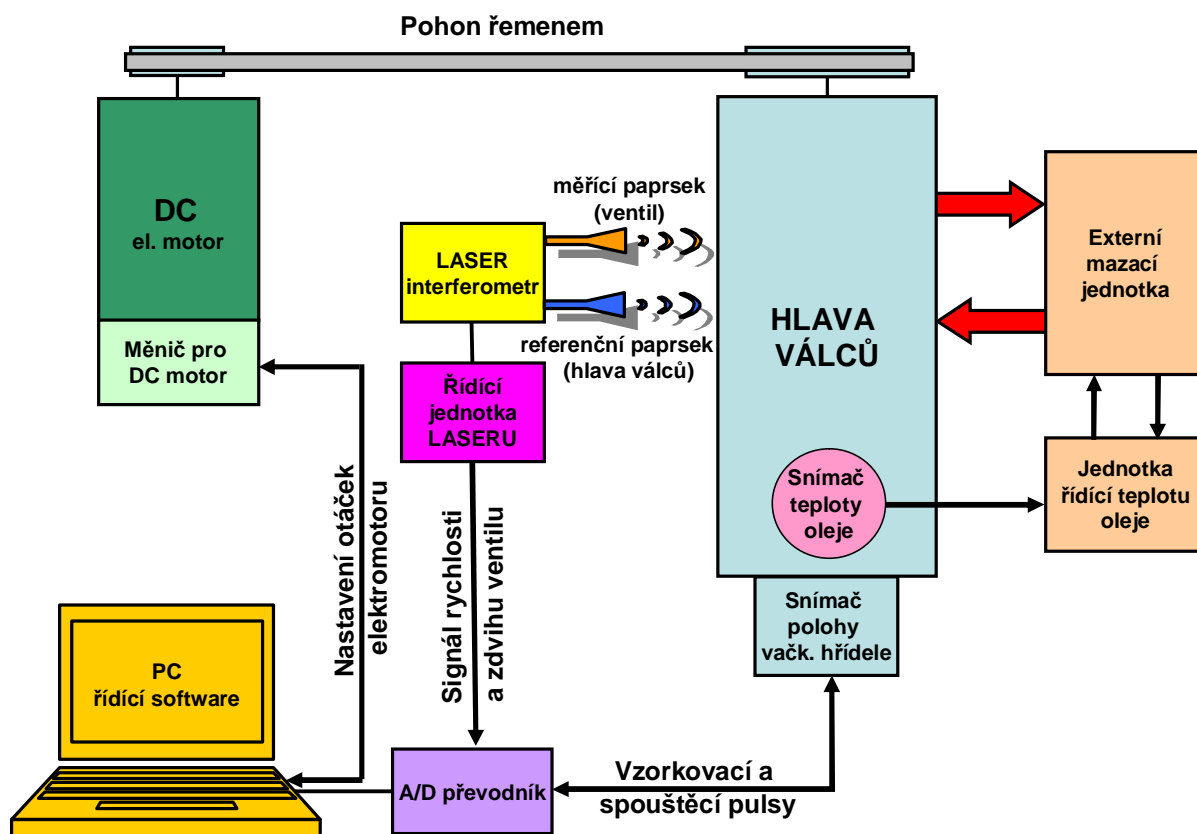


Obr. 6.1: Princip měření polohy a rychlosti laserovým interferometrem

Rušivé veličiny, ovlivňující efektivní vlnovou délku (tlak, teplota, vlhkost vzduchu a teplota přístroje), se měří a jejich účinky se korigují výpočtem. Korekcí se zmenší odchylka z hodnot řádově 10^{-5} na 10^{-7} (při kolísání teploty prostředí o 5°C , relativní vlhkosti $50\% \pm 10\%$ a tlaku $101325\text{ Pa} \pm 3333\text{ Pa}$).

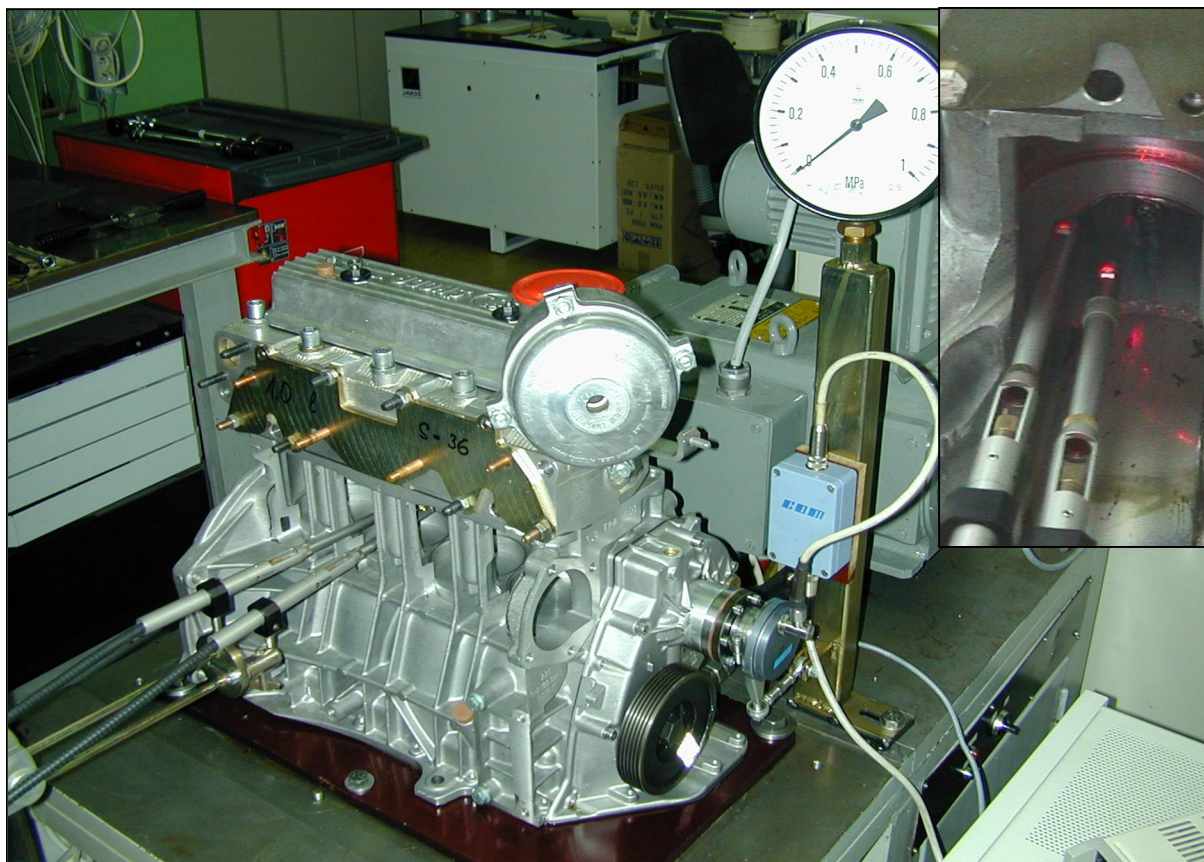
Blokové schéma uspořádání zkušebního zařízení s měřicí maketou motoru, které je součástí výbavy speciálního pracoviště prův. výzkum dynamických vlastností ventilových rozvodů, ukazuje obr. 6.2. Zkušební zařízení se skládá ze stejnosměrného elektromotoru, který je ovládán přes měnič pomocí PC. Elektromotor pohání pomocí klínového řemene vačkovou hřídel v hlavě válců (motory OHC). Pro zajištění předepsaných vlastností kluzných ložisek je k měřicí maketě napojena externí mazací jednotka, dodávající potřebné množství tlakového oleje do mazacích kanálů pro zajištění správné funkce kluzných ložisek a hydraulických členů, vymezujících ventilové vůle. V externí mazací jednotce je olej ohříván na provozní teplotu: tím se zajišťují stejné podmínky na měřicí maketě jako na skutečném motoru (požadované hodnoty tlaku a teploty oleje jsou hlídány pomocí tlakových a teplotních snímačů). Natočení (poloha) vačkového hřídele je měřeno pomocí inkrementálního snímače, který spouští také vzorkování signálu zdvihu a rychlosti ventilu. Zkušební

zařízení a celý proces měření řídí PC se speciálně vyvinutým softwarem. Měřený signál laserového interferometru (signál odpovídající zdvihu a rychlosti) je přiveden z řídicí jednotky do A/D převodníku a dále zpracováván speciálním softwarem (v tomto případě systém Valve). Do A/D převodníku je přiváděn signál z inkrementálního snímače, který vydává impulsy pro vzorkování. Software Valve obsahuje procedury pro řízení otáček elektromotoru, který pohání zkušební zařízení s rozvodovým mechanismem. Dalším úkolem tohoto SW je zpracování naměřeného signálu a stanovení průběhu zrychlení z naměřené závislosti průběhu rychlosti. Způsob výpočtu zrychlení ventilu je nutné pečlivě připravit, neboť výsledek vypočteného průběhu zrychlení je velice citlivý na rychlosti vzorkování: v tomto případě neplatí pravidlo „čím jemnější vzorkování signálu, tím přesnější průběh požadované závislosti“. Problém spočívá v tom, že naměřený signál rychlosti je odečítán s určitou přesností a pokud se zvyšuje frekvence vzorkování, mohou se na průběhu zrychlení objevovat vysokofrekvenční složky: tyto složky jsou dány zaokrouhlením vstupního signálu rychlosti a vznikají pouze uměle při výpočtu derivovaného průběhu sledované veličiny (v tomto případě průběhu zrychlení). Řešením může být nasazení vysokofrekvenčního filtru na nově určený průběh zrychlení nebo tomuto problému předejít vhodně navrženou kombinací přesnosti měřeného signálu a vzorkovací frekvence.



Obr. 6.2: Blokové schéma zkušebního zařízení pro měření kinematických veličin rozvodových mechanismů

Celkový pohled na měřicí zařízení (maketa motoru OHV) s detailem měřících laserových sond je možné vidět na obr. 6.3.



Obr. 6.3: Pohled na měřicí zařízení motoru OHV s detailem měřících laserových sond (vpravo nahoře)

Měřicí laserové sondy pro sledování pohybu ventilu pracují v diferenciálním zapojení. To znamená, že jedna sonda míří svým paprskem do středu talířku měřeného ventilu a laserový paprsek druhé sondy je zaměřen na hlavu válců vedle měřeného ventilu a snímá změnu polohy hlavy válců. Od signálu z ventilu se odečte signál z hlavy válců a tím se získá čistý průběh zdvihu resp. rychlosti ventilu bez vlivu kmitání ostatních dílů makety (uložení makety, tuhosti přípravků ...). Výsledný signál je pak dále zpracováván.

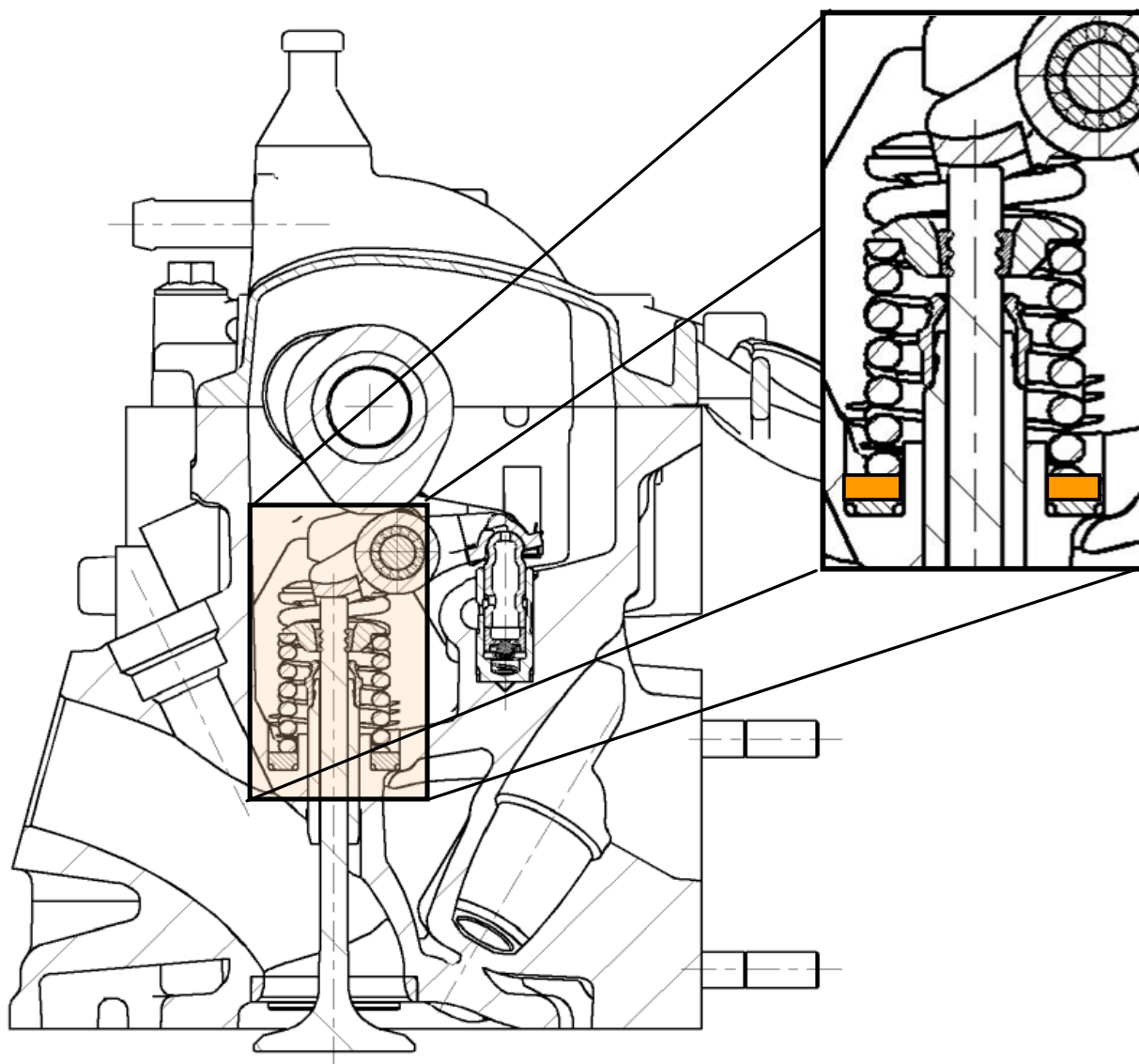
Z měření laserovými sondami na maketě protáčeného motoru se obvykle zjišťují následující veličiny:

- rezonance rozvodového mechanismu,
- dopadové rychlosti ventilu do sedla,
- maximální velikosti kladných zrychlení,
- minimální velikosti záporných zrychlení,
- dynamický faktor – rozdíl mezi dynamickým a kinematickým průběhem zdvihu ventilu,
- určení ztráty kontaktu mezi díly rozvodu.

Pro všechny výše uvedené veličiny jsou stanovena experimentálně určená kritéria (limitní hodnoty), která slouží k hodnocení zkoumaného rozvodu.

6.3 Měření sil pod ventilovou pružinou

Aby bylo možné zkoumaný rozvodový mechanismus důkladně analyzovat, je vhodné při měření kinematických veličin rozvodu současně měřit i sílu pod ventilovou pružinou. Obvykle jsou tímto typem měření kontrolovány dynamické parametry ventilové pružiny, kdy se zjišťují rezonanční oblasti a velikosti amplitud v těchto rezonančních oblastech. Princip měření je vcelku jednoduchý. V hlavě válce se pod ventilovou pružinou vyfrézuje prostor pro zástavbu snímače síly (obr. 6.4).



Obr. 6.4: Měření síly pod ventilovou pružinou – umístění snímače

Pro měření sil pod ventilovou pružinou se obvykle používají piezoelektrické (obr. 6.5), či tenzometrické snímače (obr. 6.6), podmínkou pro oba typy snímačů je ale odolnost proti působení oleje a je nutné zvolit i snímač s malou citlivostí na teplotu.

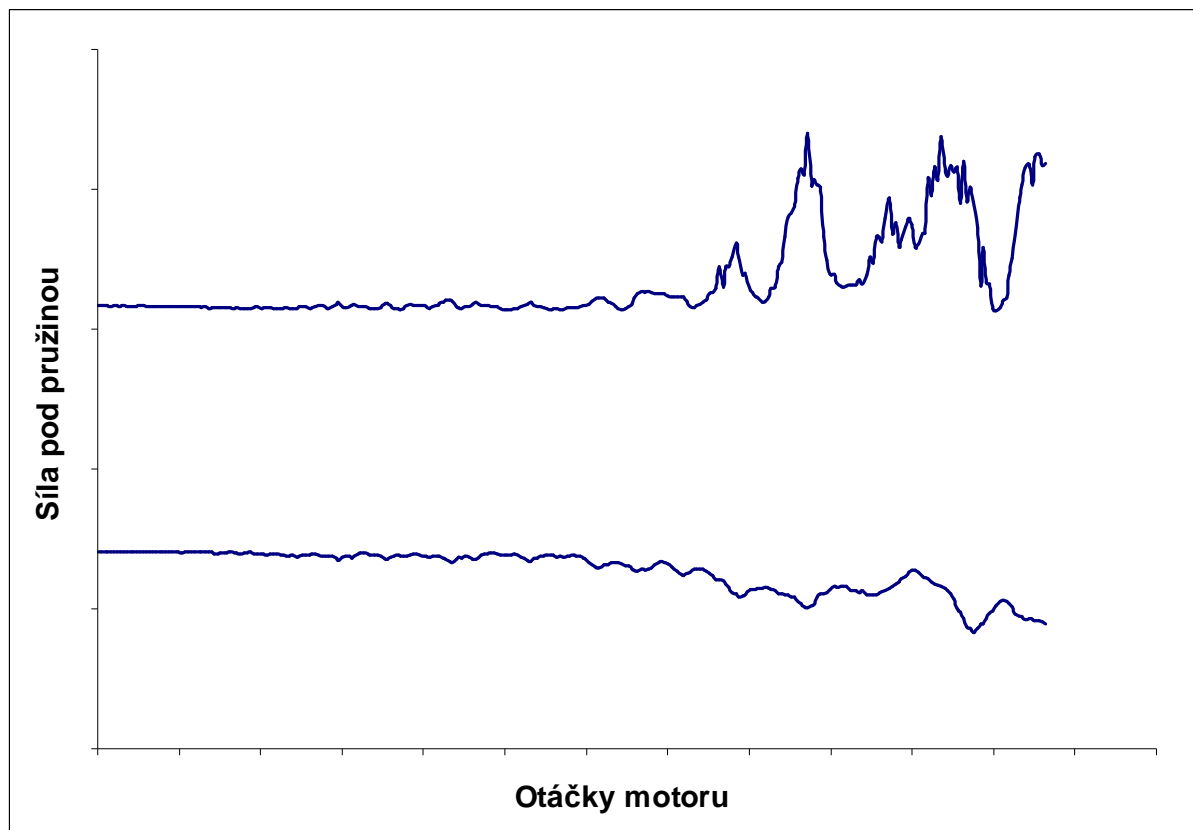


Obr. 6.5: Piezoelektrický snímač síly



Obr. 6.6: Tenzometrický snímač síly

Měřením síly pod ventilovou pružinou se zjišťuje průběh minimální a maximální složky (obr. 6.7). Toto měření umožní odhalit rezonanční oblasti ventilové pružiny (významné pro její namáhání) a rovněž se zjišťují příp. oblasti nedostatečného předpětí ventilové pružiny, ve kterých ventilová pružina již nestačí svou silou na velikosti setrvačných sil dílů rozvodu a dochází k nekontrolovaným pohybům dílů rozvodového mechanismu.

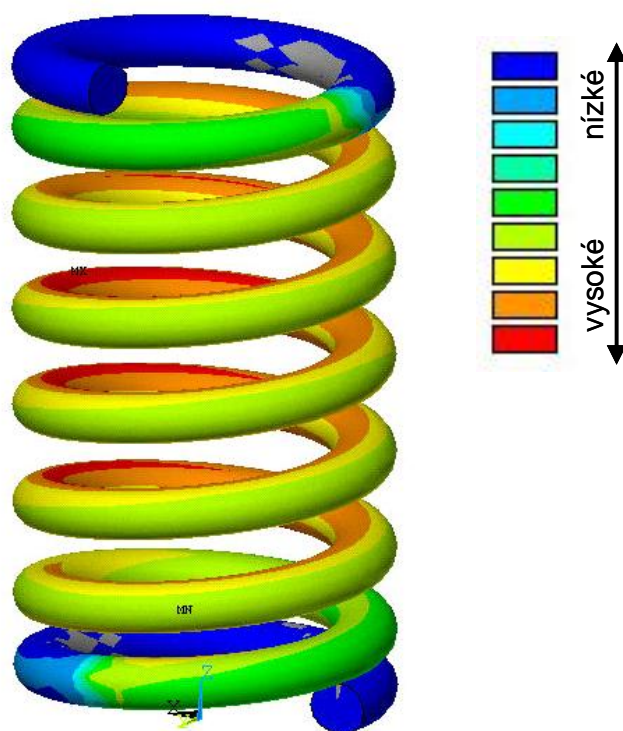


Obr. 6.7: Průběh minimálních a maximálních sil pod ventilovou pružinou

6.4 Měření deformací (napětí) na ventilové pružině.

Ventilová pružina patří do skupiny životně důležitých dílů rozvodového mechanismu. Je to díl, který je extrémně dynamicky namáhán a jakékoliv poškození tohoto dílu při provozu motoru musí být vyloučeno. To je důvod, proč konstruktéři rozvodových mechanismů kladou velký důraz na určení skutečného provozního namáhání ventilové pružiny. V dnešní době proto již ke standartu patří i měření provozního napětí ventilové pružiny. Měření se provádí pomocí tenzometrů, které se nalepí na ventilovou pružinu. Základním problémem tohoto měření je skutečnost, že největší napětí se objevuje na vnitřním průměru ventilové pružiny. To představuje velké problémy při samotné instalaci tenzometrického snímače. Rozměry ventilové pružiny automobilového motoru jsou navíc tak malé, že není prakticky možné tenzometr na vnitřní průměr ventilové pružiny korektně nainstalovat. Další problém nastává s vyvedením vodičů (dosedání jednotlivých závitů na sebe, velký zdvih ventilu..) pro měřený signál z prostoru vnitřního průměru ventilové pružiny. Uvedené problémy se

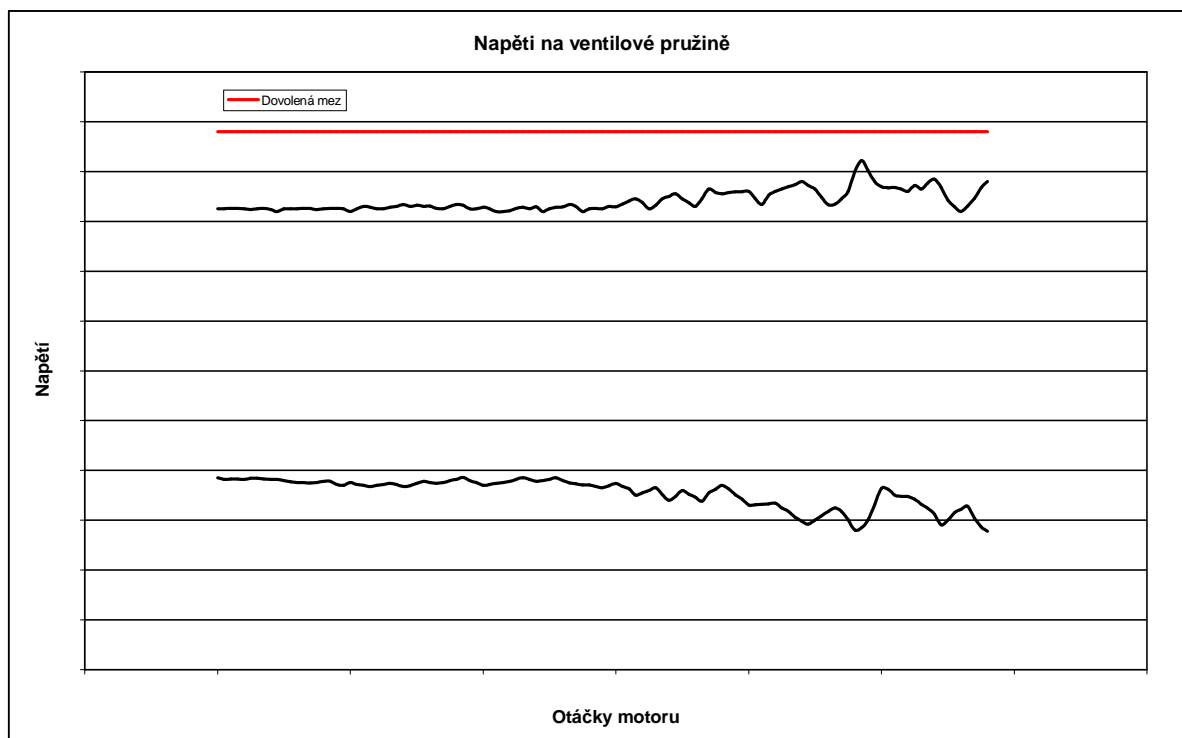
proto obchází tak, že se tenzometr instaluje na vnější průměr ventilové pružiny. Tím se však neměří nejvíce zatížené místo (z pohledu možného rozvoje budoucí trhliny) ale místo, kde k rozvoji trhliny zpravidla nedochází. Aby se zjistilo skutečné namáhání v místě, které je nejvíce zatíženo, je nutné přepočítat naměřenou deformaci pomocí empirických vztahů. Přepočet pro určení napětí na vnitřním průměru pro drát kruhového průřezu není složitý a je možné najít potřebné vztahy v literatuře zabývající se návrhem ventilové pružiny. U drátu oválného tvaru se maximální napětí rozděluje do dvou oblastí (obr. 6.8). Vlastní přepočet napětí složitější a potřebné vztahy jsou obvykle výrobci ventilových pružin utajovány.



Obr. 6.8: Rozložení napětí na válcové ventilové pružině vyrobené z drátu oválného průřezu

Tím, že se dokáže stanovit provozní namáhání na vnitřní straně ventilové pružiny, je vyřešen pouze jeden problém, dalším problémem je učení nejvíce namáhaného závitu. U moderních ventilových pružin s progresivní charakteristikou se toto nejvíce zatížené místo zpravidla určuje tak, že se při statickém stlačování určují místa na jednotlivých závitech, která se nejvíce deformují a tam je pak na vnějším průměru nalepen tenzometr. Po instalaci tenzometru se obvykle provádí kalibrace. Měření se potom obvykle provádí na maketě motoru v laboratoři při dodržení předepsaných podmínek (měření je ale možné provést i běžícím motorem). Provádí se v celém rozsahu otáček motoru a hledají se provozní režimy s výskytem rezonancí. V těch je pak vyhodnoceno namáhání ventilové pružiny (obr. 6.9) k dovolené mezi pro daný materiál a způsob namáhání. Dále se poté určuje, zda dosažená rezerva ke stanovené mezi je dostatečná k bezproblémovému provozu, či je potřeba provést

nějaké změny v materiálu, v konstrukci ventilové pružiny, či úpravě zdvihové křivky ventilu. Měření se provádí i pro možné krajní tolerance zástavbové délky ventilové pružiny.



Obr. 6.9: Průběh maximálních a minimálních napětí na ventilové pružině

7 Kritéria pro hodnocení návrhu dílů ventilového rozvodu – celkové shrnutí

Vyšetřování vlastností rozvodového mechanismu výpočtovým modelováním a měřením se provádí na základním návrhu sestavy mechanismu a jeho jednotlivých součástí. Celkové řešení mechanismu přitom musí respektovat konstrukční zásady, postavené na dodržení určitých kritérií, kterými se provádí předběžná (zjednodušená) kinematická a následně potom detailní dynamická kontrola ventilových rozvodů.

Mezi tzv. kinematická kritéria patří:

- průběh poloměrů křivosti profilu vačky,
- relativní pohyb vačky na zdvihátku (u rovinného zdvihátka),
- relativní rychlost na konci dřívku ventil (u vahadlového mechanismu),
- kvazistatické Hertzovy tlaky,
- kvazistatické síly a momenty,
- kvazistatické otáčky prvního odskoku (síly setrvačné > síla od pružiny).

Rizika opotřebení dílů rozvodového mechanismu je možné odhadovat již pomocí hodnot kvazistaticky určených Hertzových tlaků, či hodnot relativního pohybu a rychlostí dílů, které jsou v kontaktu. Výsledky z takovéto kinematické analýzy jsou využity k úpravám základního návrhu dílů ventilového rozvodu. Provozní podmínky sice změní hodnoty kinematických veličin (projevuje se poddajnost dílů rozvodu) a následně dojde i ke zvýšení sil působících mezi díly rozvodu, přesto má kinematická kontrola mechanismu pro kvalitu základního konstrukčního návrhu zásadní význam. Hlavní změny při dynamickém namáhání dílů rozvodu jsou způsobeny v oblasti kladných zrychlení (vliv na maximální kontaktní tlaky, síly a momenty v mechanismu), v oblasti přechodu kladného zrychlení do záporného potom změny silových poměrů mají vliv na možné odskoky a mezní otáčky z hlediska zavírání ventilu a v oblasti zavírání ventilu změna silových poměrů ovlivňuje dopadovou rychlost ventilu.

Mezi tzv. dynamická kritéria patří:

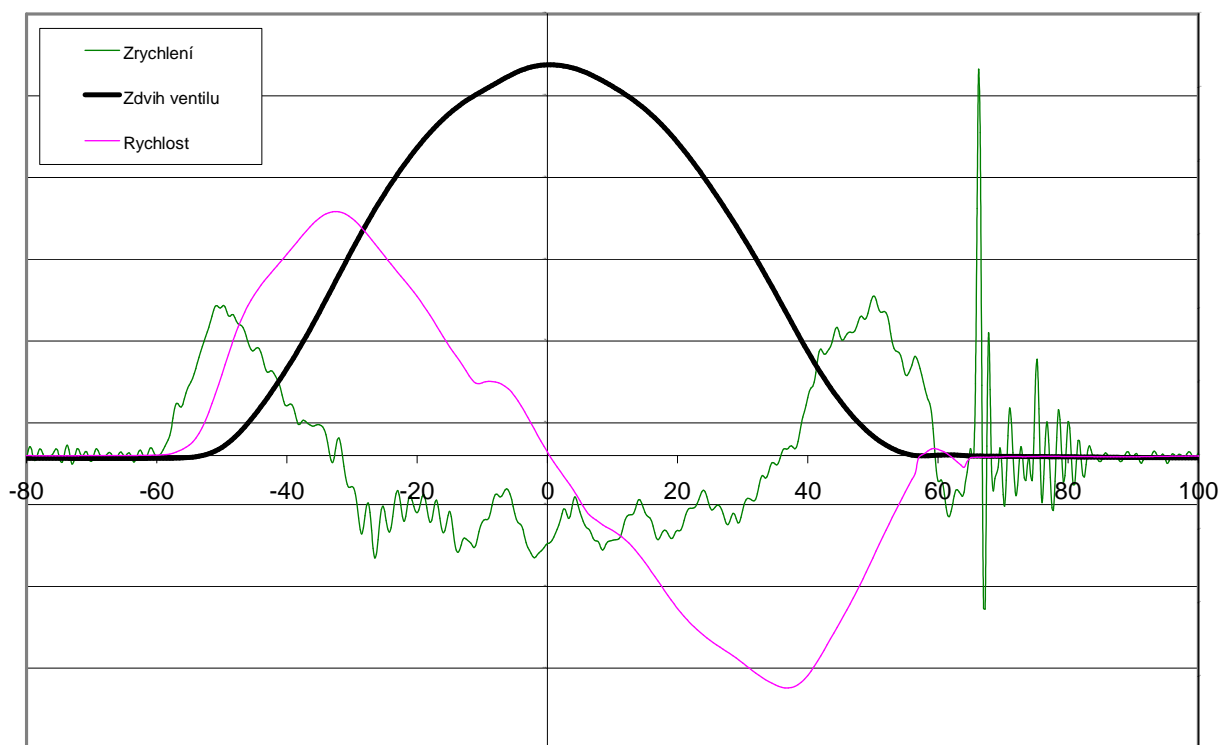
- dynamické Hertzovy tlaky,
- dynamické síly a momenty,
- kumulovaný úhel odskoku,
- dynamické hraniční (mezní) otáčky,
- dopadová rychlost ventilu,
- odchylka od kinematického zdvihu ventilu,
- dynamická síla pod ventilovou pružinou.

Dynamická kontrola rozvodového mechanismu, zaměřená na vyšetřování jeho vlastností podle výše uvedených kritérií, se provádí jak výpočtovým modelováním, tak experimentem – používané postupy vysvětlují následující kapitoly.

8 Příklady použití matematických modelů

8.1 Vyhodnocení dopadové rychlosti při zavírání ventilu

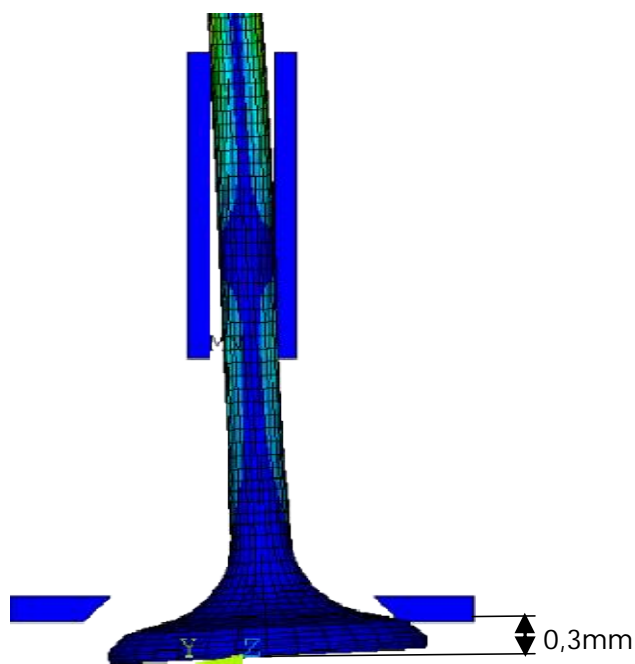
U numerické simulace je vyhodnocení dopadové rychlosti velice jednoduché. Pouhým zobrazením průběhu kontaktní síly mezi ventilem a sedlem je možné určit okamžik prvního kontaktu. V tomto časovém okamžiku se poté provede odečet z průběhu rychlosti ventilu a tato hodnota se prohlásí za rychlost dopadu ventilu do sedla. Určení dopadové rychlosti u naměřeného průběhu rychlosti ventilu tak jednoduché není. Hlavním problémem jsou chybějící průběhy kontaktních sil mezi ventilem a sedlem.



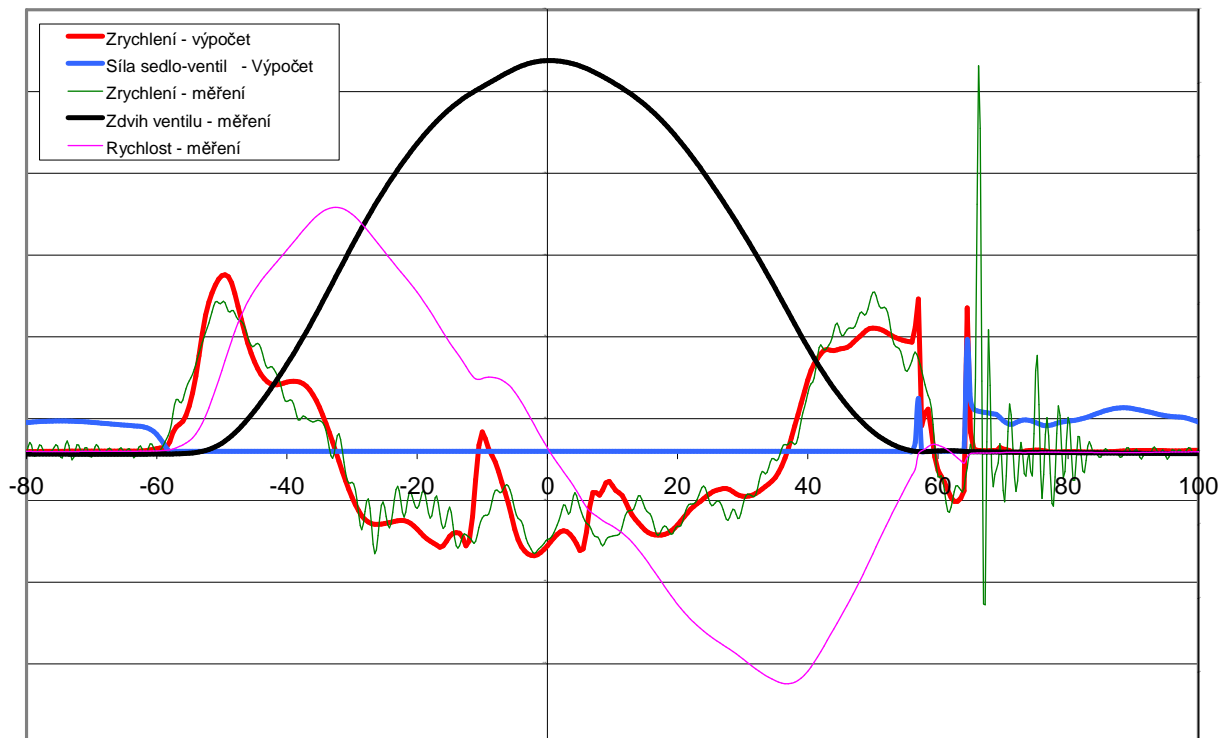
Obr. 8.1: Průběh naměřených kinematických veličin

Z průběhu zjištěné rychlosti ventilu podle měření na zkušebním zařízení se hodnota dopadové rychlosti nedá jednoduše odečíst (obr. 8.1). Na první pohled se nabízí pro označení oblasti dosedu ventilu do sedla místo s největším peakem zrychlení. Tato oblast je ve skutečnosti místem, kdy ventil zavírá a kuželová plocha sedla na talířku ventilu si hledá stabilní polohu na sedle v hlavě válců. Z pohledu životnosti (možné poškození ventilu či sedla, budoucí problémy se zaklepáním sedla..) je tato oblast nezajímavá, neboť rychlosti uzavírání ventilu jsou relativně nízké. Z pohledu životnosti jsou důležité hodnoty rychlosti ventilu při jeho prvním kontaktu se sedlem. K tomuto stavu dojde ovšem o několik stupňů polohy vačkového hřídele dříve a tam je rychlost vyšší. Důvodem tohoto dřívějšího kontaktu je hlavně vůle ve vedení ventilu, která způsobí, že se ventil dotkne sedla v době, kdy je ještě prokazatelně otevřen (obr. 8.2). Problém, jak správně tuto rychlost určit, se proto spojuje

s výsledky (a zkušenostmi) z numerické simulace a převádí se na analýzu (studium) průběhu rychlosti ventilu jak podle měření, tak podle výpočtů.

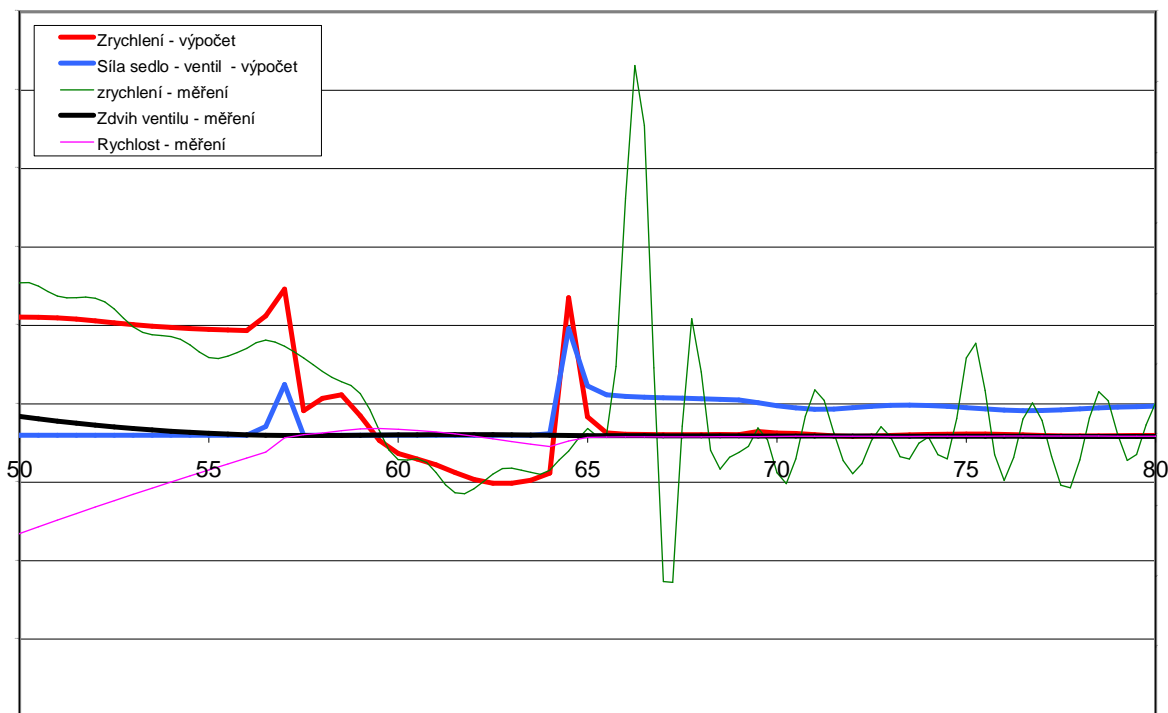


Obr. 8.2: Zobrazení vlivu vůle na dřívější kontakt se sedlem



Obr. 8.3: Zobrazení naměřených průběhů kinematických veličin doplněný o vypočítané průběhy zrychlení ventilu a kontaktní síly mezi ventilem a sedlem

Z průběhů na obr. 8.3 je patrné, že k prvnímu kontaktu ventilu se sedlem dochází ještě v oblasti druhé kladné vlny zrychlení a ne v oblasti zavírací rampy. Průběh kontaktní síly mezi sedlem a ventilem toto místo dokáže přesně určit. Při podrobnějším zkoumání je možné zjistit, že tato skutečnost má určující vliv na průběh rychlosti resp. zrychlení ventilu (viz obr. 8.4).



Obr. 8.4: Detail oblasti zavírací fáze ventilu

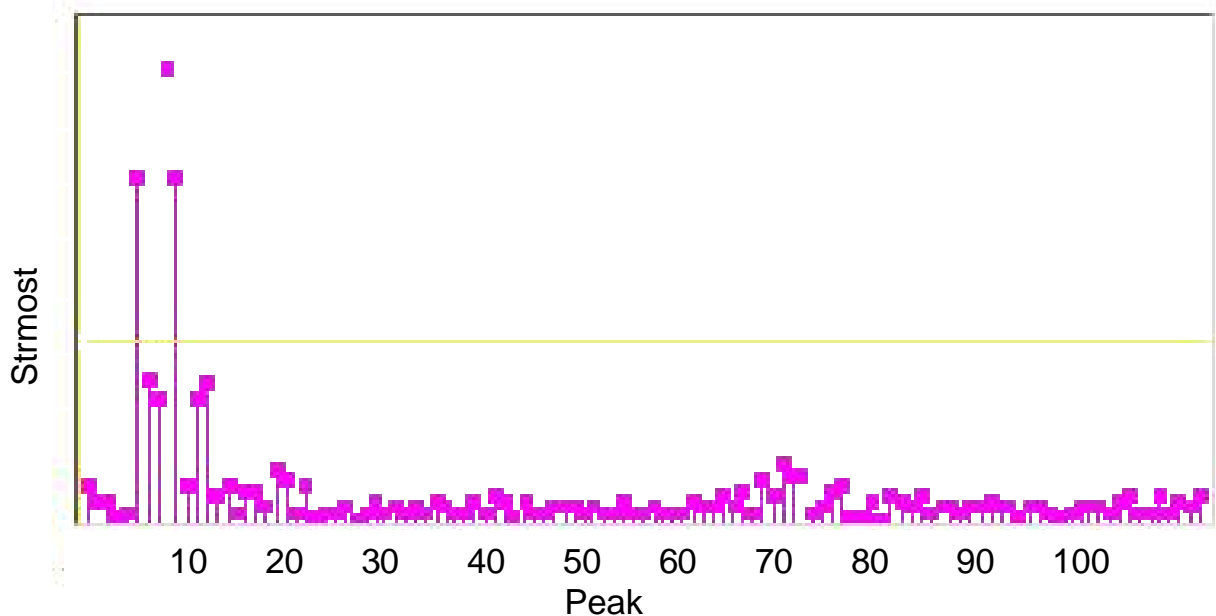
Kontakt ventilu se sedlem vnese do dynamického systému další prvek, kterým se do soustavy zanesou určitý stupeň nelinearity. Jeho vliv se projeví na průběhu rychlosti a výrazněji i v dalších derivacích. Tohoto jevu se již dříve využívalo k subjektivnímu určení dopadové rychlosti: to vyžadovalo velké zkušenosti, ale ani ty nebyly zárukou, že odečtená hodnota je skutečně veličinou hledanou. Vyhodnocení dopadové rychlosti pro více vačkových profilů vyžadovalo trpělivou práci, velkou zkušenost a bylo to časově velmi náročné. Z těchto důvodů vznikl požadavek na celkové zjednodušení tohoto procesu a na větší nasazení prostředků pro automatické vyhodnocení dopadových rychlostí.

Konstrukce algoritmu pro vyhodnocení dopadové rychlosti je založena na vybraných skutečnostech (kriteriích) a jejich hodnocení: tím je definována oblast zájmu (oblast, kdy ventil zavírá) a vytvořený algoritmus tak bude mít univerzální použití pro jedinou úlohu - hledat dopadovou rychlost pouze v této definované oblasti. Vybraná kritéria pro hledání dopadové rychlosti ventilu při jeho zavírání jsou:

- první kontakt ventilu a sedla je v oblastech 2. vlny kladného zrychlení anebo později (závislé na otáčkách a kvalitě navrženého rozvodového mechanismu),

- při dosedu ventilu do sedla bude nízká hodnota zdvihu ventilu (v řádech do 0,2 – 0,3 mm – možné naklonění talířku ventilu je dané vůlí ve vodítku),
- dosed ventilu má vliv na průběh rychlosti ventilu, resp. zrychlení (příp. na 3. derivaci zdvihu ventilu),
- vyhodnocování se provádí od otáček motoru 3000 1/min a výše, oblast nízkých otáček motoru je z pohledu dopadových rychlostí nezajímavá (navíc je zde dopadová rychlost ventilu těžko identifikovatelná).

Vlastní kontakt ventilu se sedlem způsobí výraznou změnu v průběhu rychlosti ventilu, ta se ovšem dosti komplikovaně na průběhu rychlosti ventilu hledá. Na průběhu zrychlení ovšem tato změna způsobí výrazný peak – vzhledem k tomu že v oblasti zavírání ventilu je takovýchto peaků několik, je ale problém při určení toho pravého. Pro hodnocení dopadové rychlosti je jistě nejdůležitější první kontakt ventilu se sedlem, který je charakterizován výrazným peakem na zrychlení ventilu. pro určení, jestli tento peak skutečně souvisí s vlastním dopadem, je zapotřebí určit ještě průběh třetí derivace ventilu, tj. „strmost“ křivky zrychlení. Tento průběh potom zřetelně definuje místa peaků zrychlení, které lze jednoduše numericky identifikovat a rovněž vyhodnotit jejich velikost. Průběh indetifikovaných peaků třetí derivace zdvihu ventilu je zobrazen na obr. 8.5.



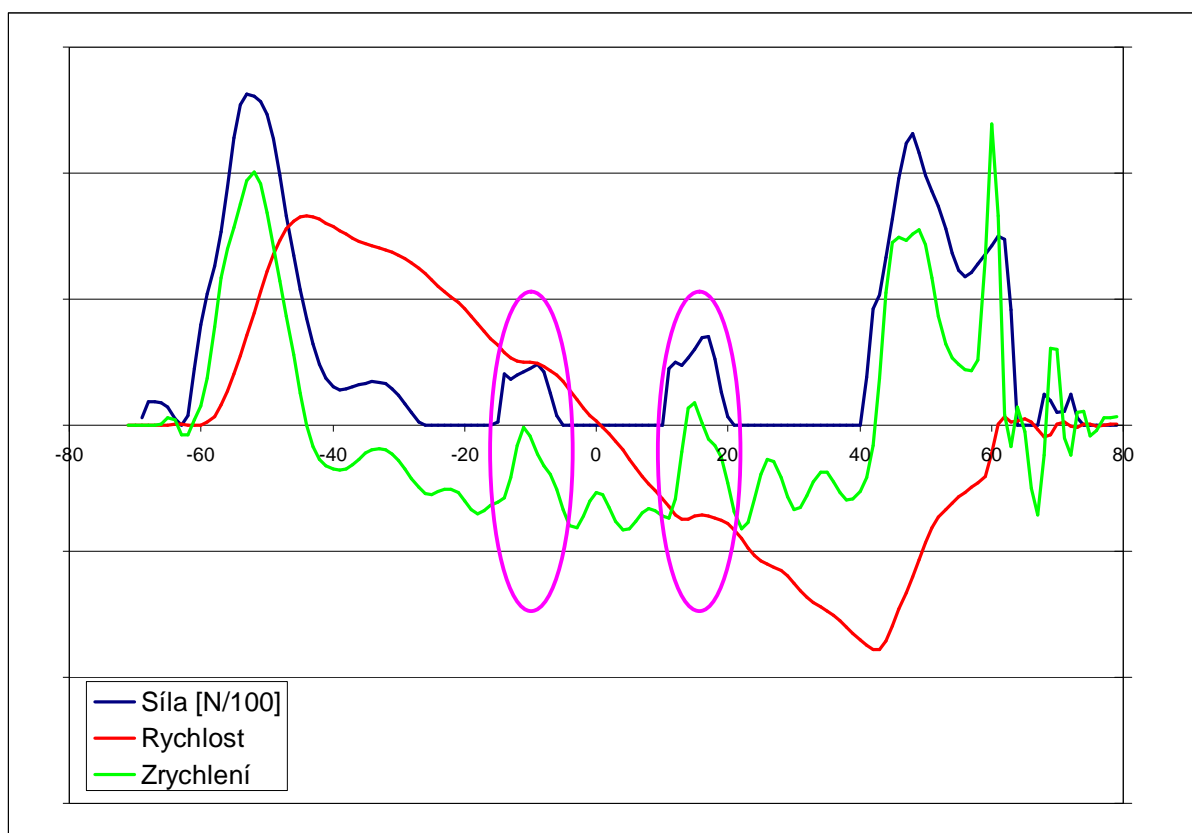
Obr. 8.5: Průběh peaků třetí derivace zdvihu ventilu

Problémem ale stále zůstává nastavení velikosti meze pro třetí derivaci zdvihu ventilu, aby se skutečně určilo místo požadovaného kontaktu ventilu se sedlem. Jako řešení se nabízí prozkoumat různé typy ventilových rozvodů, s různými tvary vačkových palců, při různých otáčkách motoru. U těchto vyšetřovaných variant se následně určí (subjektivně, na základě zkušeností s naměřenými průběhy zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu) dopadové rychlosti. U numerického algoritmu se nastaví hodnota tzv. strmosti (třetí derivace zdvihu ventilu) a provede se analýza naměřené

závislosti. Poté se porovnají subjektivně určené hodnoty s hodnotami určenými algoritmem. Pokud se hodnota získaná subjektivní metodou nebude rovnat hodnotě získané matematickým algoritmem, provede se další analýza tohoto stavu: nejprve se v těchto bodech zkontroluje hodnota dopadové rychlosti stanovená subjektivní metodou a po jejím potvrzení se zkontroluje nastavení hodnotících kritérií v matematickém algoritmu. Tím se upřesní hodnotící kritéria (nastavená v matematickém algoritmu) tak, aby byla shoda mezi oběma metodami.

8.2 Identifikace ztrát kontaktu v naměřených průbězích

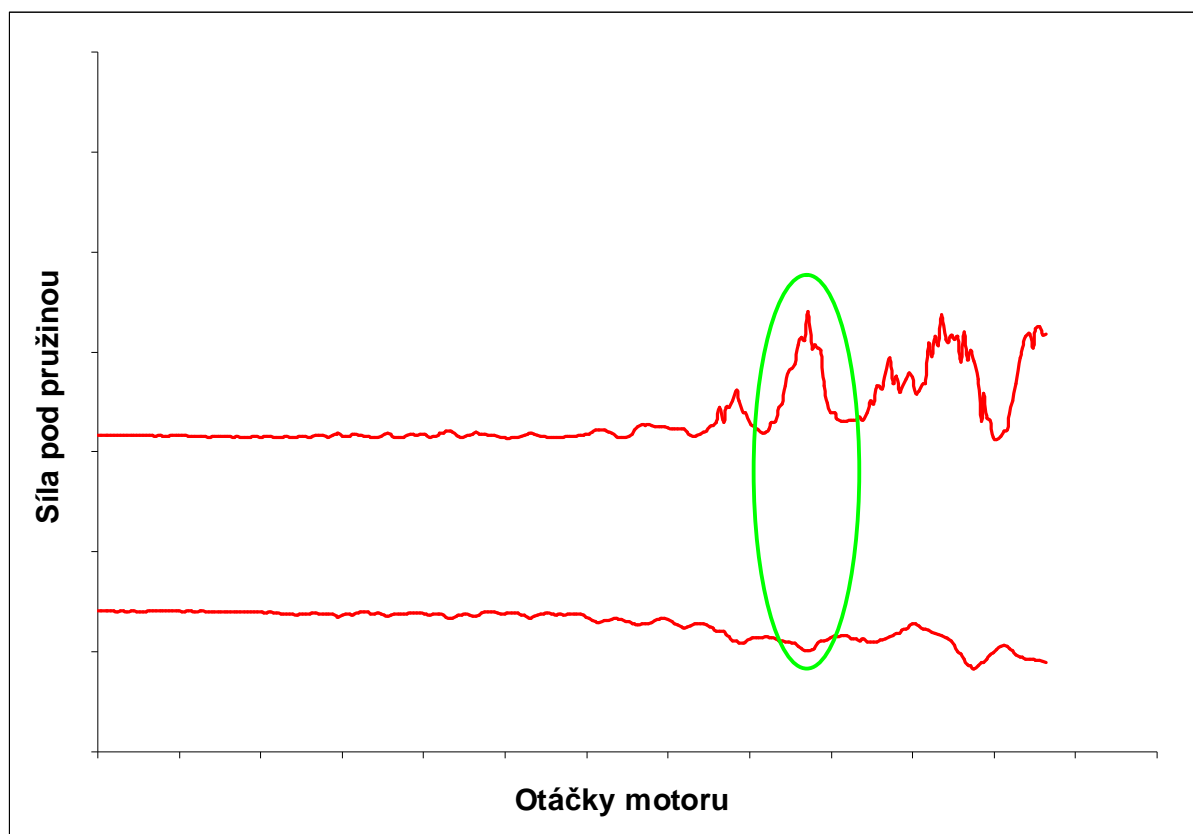
Stejně jako u dopadové rychlosti je identifikace ztrát kontaktu dílů rozvodu velice obtížná. I v tomto případě je možné s výhodou použít výsledky matematického modelu. Na obr. 8.6 je zobrazen vypočítaný průběh kontaktní síly mezi vačkou a zdvihátkem současně s průběhem rychlosti a zrychlení ventilu (kinematické veličiny získané měřením). Již na první pohled je zřejmé, že z naměřeného průběhu rychlosti není možné určit jednoznačně začátek rozpojení ventilového rozvodu. Je možné pouze určit oblast, kdy dojde k opětovnému spojení. Tento jev se projeví na průběhu rychlosti výraznou nelineární změnou a současně zvýšenou amplitudou v průběhu zrychlení ventilu (u naměřeného průběhu zrychlení jsou v této oblasti ještě zpravidla namodulované vysokofrekvenční složky). Následným studiem naměřených průběhů je možné zjistit, že velikost síly po znovuoobnovení kontaktu má přímou souvislost s ostroty nelineárního průběhu rychlosti ventilu (grafické průběhy toto prokazující z důvodu přehlednosti zde nejsou uvedeny).



Obr. 8.6: Identifikace ztrát kontaktu z naměřených průběhů rychlosti a zrychlení ventilu

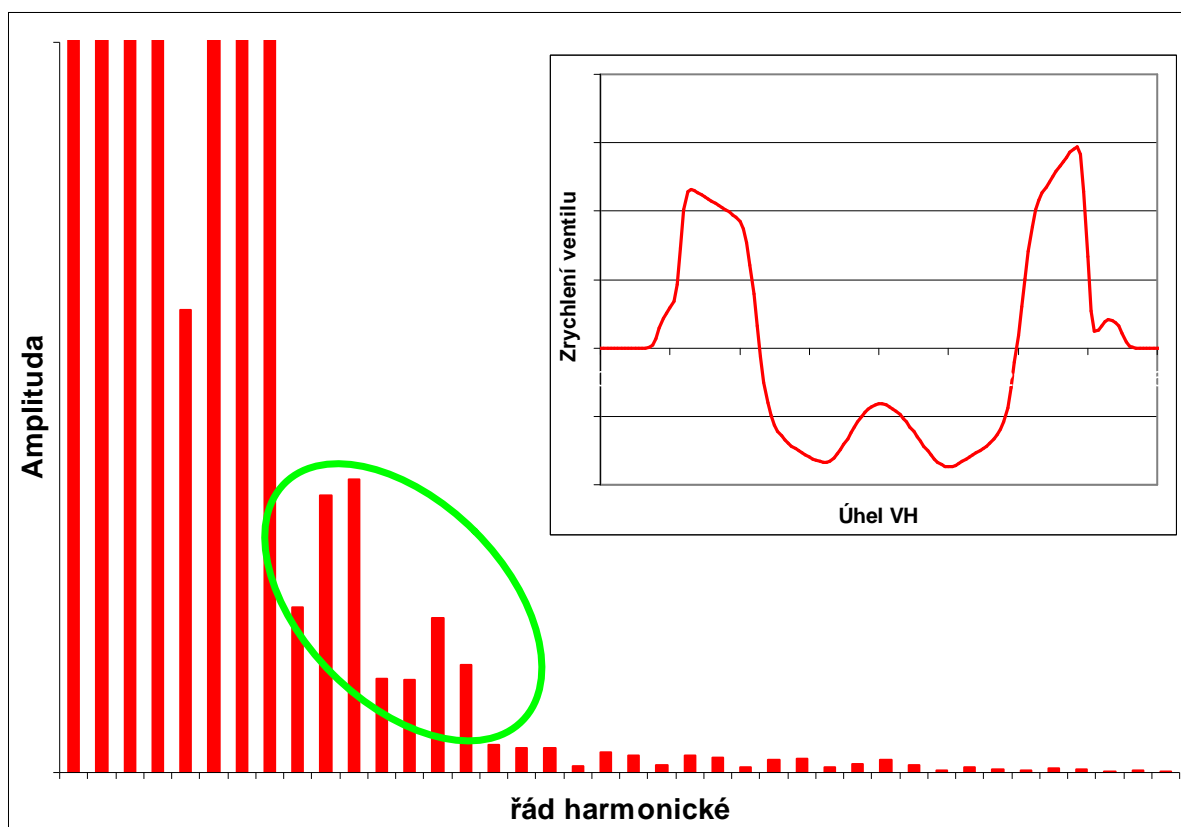
8.3 Optimalizace vačkového profilu - potlačení škodlivých harmonických složek budící ventilovou pružinu

Typickým příkladem využití matematického modelu jsou optimalizační práce zaměřené na vylepšení průběhu zdvihové křivky ventilu. Nejběžněji se optimalizují ztráty kontaktu, dopadové rychlosti či dynamické poměry na ventilové pružiny. Právě posledně zmíněné optimalizační práce patří mezi ty složitější. Z tohoto důvodu jim bude v následujících řádcích věnována větší pozornost. Na obr. 8.7 je zobrazen průběh maximálních a minimálních hodnot sil měřených pod ventilovou pružinou v závislosti na otáčkách. Ve vyšších otáčkách je možno vidět rezonanční oblasti a v nich zvýšené amplitudy sil. Při dlouhodobějším provozu motoru v těchto otáčkách dojde k poškození ventilové pružiny. Jelikož moderní motory používají pouze jednu ventilovou pružinu, není možné, aby v oblasti provozních otáček se vyskytovala rezonance. Jiným návrhem geometrie ventilové pružiny nemáme moc možností její modální vlastnosti významně ovlivnit. Nabízí se tudíž odstranění harmonických složek, které by jí mohly budit. Buzení v tomto případě je realizováno prostřednictvím zdvihové křivky ventilu.



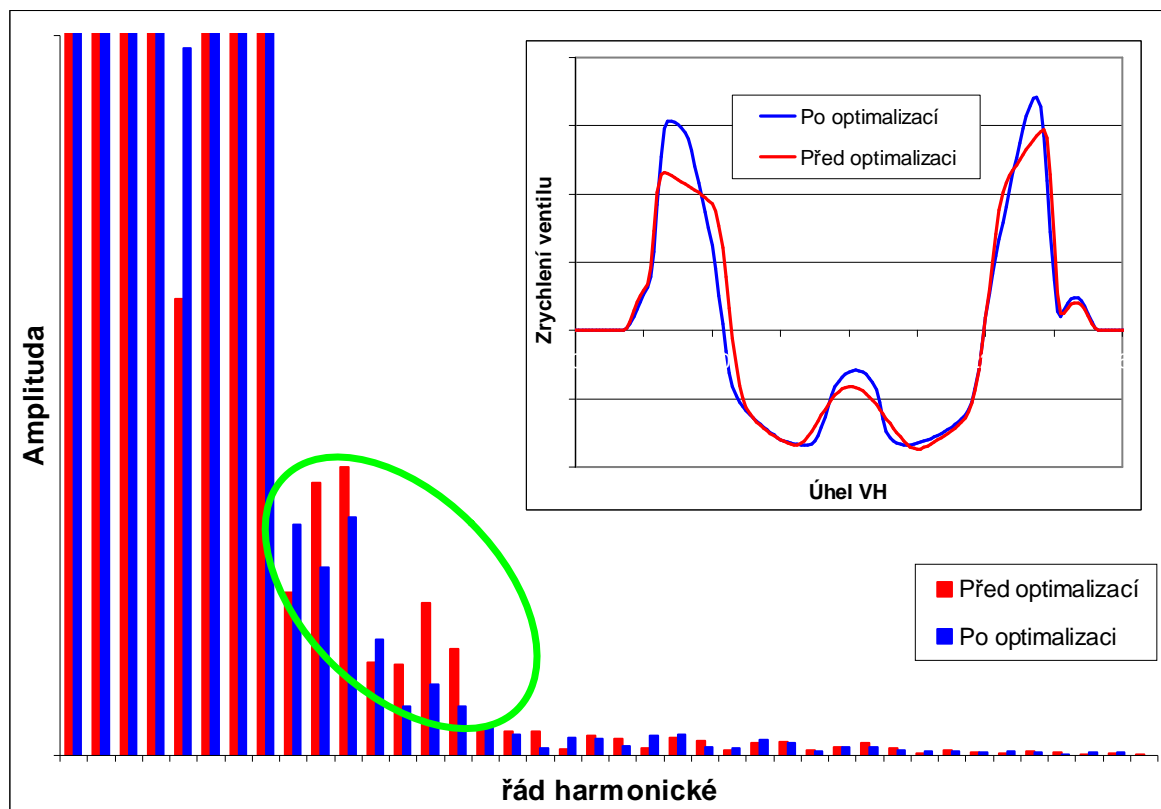
Obr. 8.7: Naměřený průběh maximálních a minimálních sil pod ventilovou pružinou

Fourierovým rozvojem zdvihové křivky ventilu resp. její druhé derivace a frekvenční polohou rezonance je možné určit harmonické složky (obr. 8.8), u kterých je nutné provést snížení hodnot jejich amplitud. Snižování amplitud tzv. škodlivých harmonických složek není jednoduchý proces. Programové prostředky jsou na to sice vybaveny, ale zpětnou Fourierovou transformací (tzv. syntézou) se získaná nová optimalizovaná křivka zdvihu ventilu resp. její druhé derivace je prakticky nepoužitelná. Obsahuje totiž namodulované vlny a nelze ji prakticky vyrobit. Musí následovat tzv. proses vyhlazení. Ten zase naopak vyzvedává harmonické složky, které chceme potlačit. Tento iterativní proces končí jakýmsi kompromisem mezi potlačenými škodlivými harmonickými složkami a tvarem křivky zrychlení ventilu. Z nově navržené křivky zdvihu ventilu se přepočítá nový profil vačky a ten poté slouží jako vstup do matematického modelu, kterým se posoudí vliv optimalizovaného profilu na průběh maximálních a minimálních sil pod ventilovou pružinou. V případě, že úprava byla nedostatečná, opakuje se celý proces znovu do doby, kdy je velká pravděpodobnost, že buzení ventilové pružiny v provozních otáčkách bude tak malé, že nepovede k rezonančnímu stavu.

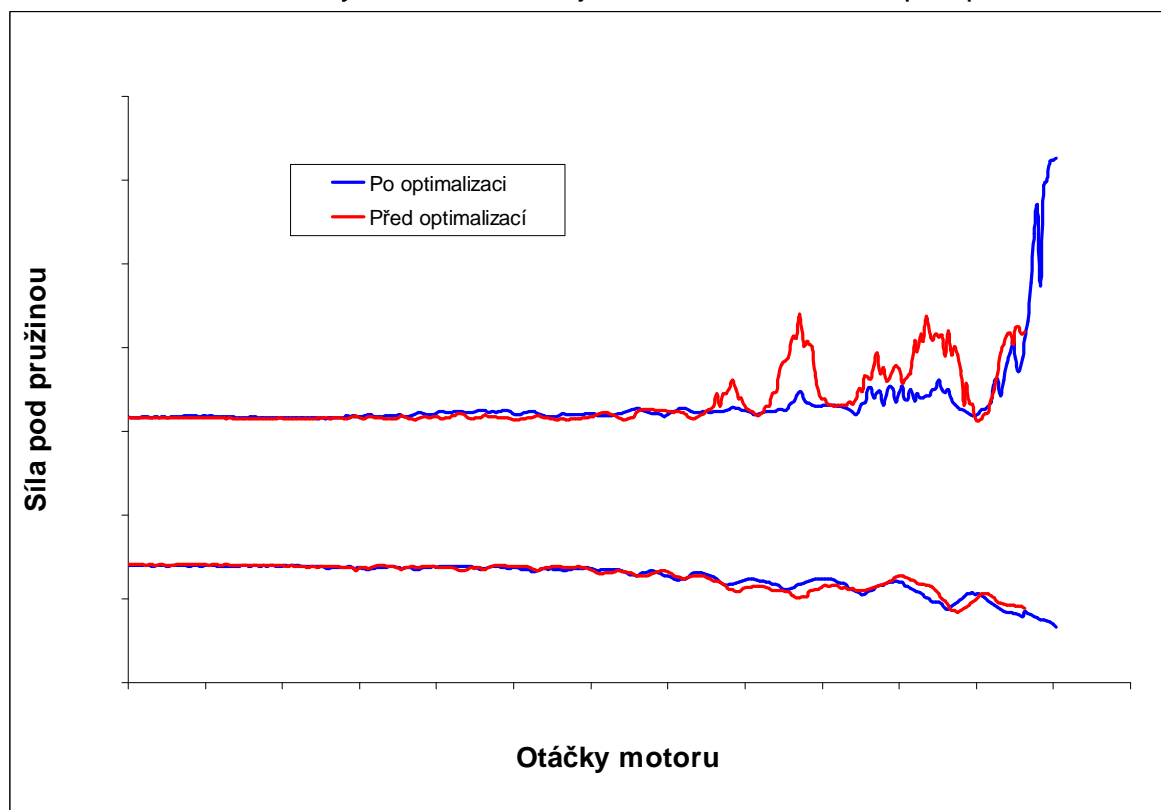


Obr. 8.8: Průběh zrychlení ventilu a jeho Fourierův rozklad před optimalizací

Výsledkem optimalizačních prací je nový návrh zdvihové křivky ventilu, jejíž průběh druhé derivace je zobrazen na obr. 8.9. Porovnáním amplitud harmonických složek tzv. škodlivých harmonických je možné vidět jejich snížení a jejich vliv na průběh zrychlení ventilu. Tento profil vačky se poté nechal vyrobit a opět se změřily minimální a maximální síly pod ventilovou pružinou. Jak je vidět na obr. 8.10 rezonanční oblasti byly odstraněny a namáhání ventilové pružiny bylo významně sníženo.



Obr. 8.9: Průběh zrychlení ventilu a jeho Fourierův rozklad po optimalizaci



Obr. 8.10: Porovnání naměřených průběhů maximálních a minimálních sil pod ventillovou pružinou před a po optimalizaci

9 Závěr

V odborné literatuře současnosti se problematice ventilových rozvodů věnuje velice málo prostoru. Čas od času je možné nalézt odborný článek, který se zabývá nějakou oblastí z této problematiky. Nejvíce je v odborné literatuře věnováno výpočtům, méně poté konstrukci a velice málo měření. Jelikož není možné provádět výpočty bez měření (nutná validace matematických modelů), není možné korektně vyhodnocovat naměřené závislosti bez znalostí typických průběhů (ty lze vysvětlit v současnosti pouze pomocí numerických simulací) a na konec konstrukce čerpá informace z výsledků z obou předchozích oblastí. To znamená, že není možné, aby odborníci z těchto oblastí pracovali na sobě nezávisle. Z tohoto důvodu je tato práce koncipována jako jakýsi metodický návod k řešení složitých problémů spojených s konstrukčním návrhem a funkčním ověřením vlastností rozvodového mechanismu.

V části disertační práce, který se věnuje konstrukci dílů rozvodového mechanismu je věnováno více prostoru věnováno návrhu ventilové pružiny v porovnání s ostatními díly. Jsou zde uvedeny informace o nejnovějších trendech z této oblasti, které se běžně nepublikují. Zejména se jedná o informace o používaných materiálech, dalších možnostech zvyšování pevností pružinových drátů, měření namáhání ventilových pružin a také přehled nejmodernějších tvarů ventilových pružin a pružinového drátu.

Optimalizační práce se dnes již neobejdou bez složitých matematických modelů ventilových rozvodů. Jejich sestavení a odladění vyžaduje jisté zkušenosti, a proto jsou zde pospsány výhody a nevýhody tří možných matematických modelů ventilových rozvodů. Modely založené na principu hmotných bodů a nehmotných pružinek a tlumičů jsou náročné při vlastním sestavení. Významné zjednodušení spočívající v redukci dílů ventilového rozvodu vyžaduje velké zkušenosti s rozhodnutím do jaké míry má být redukce provedena. S každou redukcí se totiž ztrácí schopnost matematického modelu popsat reálné chování matematického mechanismu. I vlastní redukce ventilové pružiny je relativně pracná. Výsledkem je poté lineární model, který lze do určité míry nelinearizovat a naladit na určité otáčky. V jiných otáčkových režimech bohužel shoda s naměřenými průběhy je nedostatečná. Jedinou výhodou tohoto modelu je výpočetní čas. Dnešní požadavky na schopnost popsat reálné chování rozvodového mechanismu prakticky znemožňují širší využití těchto modelů.

Modely založené na bázi FEM mají ve srovnání s předchozími modely velkou vypovídající schopnost a nabízejí tudíž velké využití. Ovšem relativně vysoká pracnost při jejich vytváření, délka výpočetního času a náročné vyhodnocení výpočítaných údajů jejich vysokou přesnost převažují. Nicméně jsou zde nastíněny potenciály, kterých je možné využít v modelech založených na principu systémů MBS. Těmto modelům dnes nemůže ani jeden z předchozích konkurovat. Principy redukce použité při stavbě těchto modelů zachovávají jejich modální vlastnosti do požadované frekvence. Předprogramované funkce umožňují velice jednoduše definovat vazby, které z lineárních modelu vytvoří model nelineární. Časy výpočtu jsou přijatelné a vypovídající schopnost je veliká. Ovšem i zde je nutné podotknout, že ani modely založené na systémech MBS nejsou univerzální. Při jejich vytváření je nutné znát pro jaký účel se vytvářejí.

V oblasti měření znamenaly veliký pokrok bezkontaktní snímače pohybu ventilu. Jejich vysoká přesnost a univerzálnost použití umožnily získat velice přesné informace o chování ventilu. Bohužel ze znalosti pouze kinematických závislostí není jednoduché provést objektivní hodnocení dynamického chování ventilového rozvodu. K tomuto účelu se provádí ještě měření síly pod ventilovou pružinou s cílem nalezení rezonančních oblastí a měření deformace (napětí) na ventilové pružině.

V poslední kapitole na konkrétních příkladech je demonstrováno, že teprve ve spojení měření a výpočtů se získá skutečně progresivní nástroj pro optimalizaci chování ventilových rozvodů. Na základě tohoto je teprve možné úspěšně zdokonalovat metodiky, které umožní v budoucnosti bližší studium jevů, které dosud byly optimalizovány pouze metodou pokus-omyl. Jedná se především o studium chování ventilu ve vodítku buzeného nedokonalým odvalem v kontaktu vahadlo-ventil se zohledněním vlastností olejového filmu, vliv uložení kladičky na hluk či pasivní odpory, či studium dynamických vlastností rozvodových mechanismů se změnou zdvihu a šířky otevření ventilu.

10 Přehled použitých veličin a jednotek

b	[Ns/m]	koeficient tlumení
c	[N/m]	tuhost
d	[m]	průměr
D	[-]	poměrný útlum
D	[m]	průměr
f	[-]	součinitel plnosti zdvihové křivky ventilu
f	[Hz]	frekvence
F	[N]	síla
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
h	[mm]	výška olejového sloupce
h	[mm]	zdvih ventilu
h_P	[mm]	zdvih ventilu v polárních souřadnicích
h_T	[mm]	zdvih ventilu v tangenciálních souřadnicích
h_{Vmax}	[mm]	maximální zdvih ventilu
I	[kgm ²]	moment setrvačnosti
k	[-]	korekční faktor
k	[N/m]	tuhost
l	[m]	délka ramene
n	[-]	činný počet závitů
n	[-]	polytropický koeficient
m	[kg]	hmotnost
E	[MPa]	modul pružnosti, modul stačení
E	[-]	jednotková matice
p	[Pa]	tlak
$PRED$	[m]	předpětí pružiny
r	[mm]	poloměr
R	[mm]	poloměr základní kružnice
R_{kl}	[mm]	poloměr kladičky
R_i	[mm]	délka průvodiče
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
q	[m]	posuv
q_i	[m]	modální souřadnice
s	[m]	stlačení pružiny
S	[m ²]	plocha
S_{TO}	[mm ²]	teoretická plocha otevření ventilu
S_V	[mm ²]	plocha pod zdvihovou křivkou ventilu
t	[s]	čas
u	[m]	reálná deformace FEM modelu
V	[m ³]	objem
w	[-]	poměr vynutí
α	[-]	průtokový koeficient
φ	[°]	úhel
ϕ_i	[-]	modální tvar
Δf	[Hz]	rozíl frekvence

Δp	[Pa]	rozdíl tlaku
ε	[°]	úhel
η	[Ns/m^2]	dynamická viskozita
λ	[Hz^2]	vlastní hodnota
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
Ω	[Hz]	vlastní frekvence
ρ	[kg/m^3]	hustota
ν	[-]	modální vektor
τ	[MPa]	smykové napětí

11 Přehled literatury

- [1] ANSYS, Release 11.0 documentation for ANSYS, Canonsburg, 2007
- [2] Bernhard, U.: Auslegung und Optimierung von Nockenwellen, MTZ, 55. ročník, č. 3, Frankfurt am Main, 1994
- [3] Blume, J.: Druck- und Temperatureinfluß auf die Viskosität und Kompressibilität von flössigen Schmierstoffen, Disertation RWTH Aachen, 1987
- [4] Bockelmann, W., Gervé, A., Kerhwald, B., Willenbockel, O.: Optimierung des Verschleißverhalten am Ventiltrieb des Opel 3.0l/24V-Motors, MTZ, 52. ročník, č. 2, Frankfurt am Main, 1991
- [5] Brands, Ch.: Dynamische Ventilbelastung, FVV, Frankfurt, 1996
- [6] Brands, Ch.: Nockenwellendynamik, FVV, Frankfurt, 2000
- [7] Brát, V., Lederer, P., Stejskal, S.: Kinematika, ČVUT, Praha, 1987
- [8] Brepta, R., Půst, L., Turek, F.: Mechanické kmitání, Sobotáles, Praha, 1994
- [9] Craig, Roy R., Structural dynamics, 1. vydání, John Wiley & Sons, 1981
- [10] Dirschmid, W., Schober, M.: Computersimulation in der Ventiltriebauslegung, MTZ, 57. ročník, č. 4, Frankfurt am Main, 1996
- [11] Düsmann, M. + kol: Hochleistungsbauteile für Verbrennungsmotoren, Expertverlag, Renningen, 2004
- [12] Ďaďo, S., Kreidl, M.: Senzory a měřicí obvody, ČVUT, Praha, 1996
- [13] Famulus, uživatelský manuál verze 3.5, Praha, 1993
- [14] Firemní literatura společnosti MUBEA
- [15] Gillgren, C., Ortmann, C.: Getting Startet Using ADAMS/Engine Version 10.0, Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, 1992
- [16] Hannibal, W., Knecht, A., Wolfgang, S.: Nockenwellenverstellungen für Ottomotoren, Verlag moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2002
- [17] Honců, J.: Použití funkcí spline při konstrukci spojitých vaček a vačkových mechanismů, Strojnický časopis, 43. ročník, č.6, 1992
- [18] Honců, J.: Optimalizace rozvodu OHV motorů Škoda, 1. etapa, Zpráva KST 96-04, TU Liberec, 1996

- [19] Honců, J.: Optimalizace rozvodu OHV motorů Škoda, 2. etapa, Zpráva KST 96-08, TU Liberec, 1996
- [20] Honců, J.: Optimalizace rozvodu OHV motorů Škoda, 3. etapa, Zpráva KST 96-10, TU Liberec, 1996
- [21] Honců, J.: Optimalizace rozvodu OHV motorů Škoda II, Zpráva KST 97-04, TU Liberec, 1997
- [22] Honců, J.: Optimalizace rozvodu OHV motorů Škoda III, Zpráva KST 98-05, TU Liberec, 1998
- [23] Honců, J.: Mutual Contact between Active and End Coils of compression Spring, MECCA, ročník 2005, č.1, Praha, 2005
- [24] Hlaváček, P., Lohniský, J., Neubauer, M., Potěšil, A.: Optimalizace rozvodů spalovacích motorů, 12. Mezinárodní symposium MOTORSYMPO, Brno, 2001
- [25] Hora, P., Leidenroth, V.: Qualität von Schraubenfedern, Dr. Riederer Verlag, Stuttgart, 1987
- [26] Hošek, P.: Diplomová práce - Analýza kinematických veličin ventilových rozvodů, TU Liberec, 2006
- [27] INA Schäfeler: Ventiltriebsysteme für Verbrennungsmotoren, Verlag moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2003
- [28] Isteník, R.; Kukuča, P.: Analýza ventilového rozvodu OHV ako hmotného kontinua, Strojnícký časopis, 49. ročník, č.1, 1998
- [29] Klein, B.: FEM, 4. vydání, Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 2000
- [30] Klumpp, P., Mendl, G., Voges, H., Wenger, S.: Ventiltriebsberechnung und ihre Schnittstellen im Entwicklungsprozess, Calculus – interní časopis AUDI AG, č. 19, Ingolstadt, 1999
- [31] Koloc, Z., Václavík, M.: Vačkové mechanismy, SNTL, Praha, 1988
- [32] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II, SNTL, Praha, 1983
- [33] Köhler, E.: Verbrennungsmotoren, 2. vydání, Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 2001
- [34] Kuchař, P.: Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů, Disertační práce, ČZU, Praha, 2007
- [35] Miláček, S.: Vyšší dynamika, Skriptum ČVUT, Praha, 1998

- [36] Mendl, G.: Motordynamik und ihre Interaktion zu Festigkeit, Ladungswechsel und Akustik, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002
- [37] Mews, H., Brehler, H., Maas, G., Seifert, J., Lehmann, J.: Dynamische Simulation von Ventiltrieben mit hydraulischem Spielausgleich, MTZ, 55. ročník, č.3, Frankfurt am Main, 1994
- [38] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik – Teil 1: Hydraulik, 2 vydání 1998
- [39] Neukirchner, H., Riedel, M., Hartwig, K-H.: Möglichkeiten zur Optimierung des Reibungsverhaltens verschiedener Ventiltriebskonzepte, konference Haus der Technik, Essen, 1999
- [40] Parthier, R.: Messtechnik, Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 2001
- [41] Potěšil, A., Hlaváček, P., Lohniský, J.: Analysys of causes of pushrod failures in OHV system Rolls-Royce Bentley, výzkumná zpráva, Mladá Boleslav, 2000
- [42] Pischinger, S., + kol.: Variable Ventilsteuerung, Expert Verlag, Renningen, 2002
- [43] Pyper, M.: Gebaute Nockenwellen, Verlag moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2003
- [44] Scherdel Federfibel, Marktredwit, 1993
- [45] TRW Automotive, Handbuch, 7. vydání, Barsinghausen, 1991
- [46] Unger, H.: Valvetronic, Verlag moderne Industrie, Landsberg am Lech, 2004
- [47] van Basshuysen, R., Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor, 2. vydání, Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 2002
- [48] Wieler, R.: Untersuchungen zum Steifigkeitsverhalten von hydraulischen Spielausgleichselementen in Ventiltrieben, Dissertation RWTH Aachen, 1991
- [49] Zeman, V., Hlaváč, Z.: Kmitání mechanických soustav, 2. vydání, Plzeň, 2004
- [50] Zuck, D.: Nockenwellenentwicklung mit Spline-Interpolationen, MTZ, 54. ročník, č.12, Frankfurt am Main, 1993
- [51] Zuck, D., Kelichhaus, T.: Valve Train Design and Calculation for High-Performance Engines, Auto Technology, zvláštní vydání, Vieweg, Wiesbaden, 2007